

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
(повне найменування вищого навчального закладу)
Факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії
(назва факультету)
Кафедра приладів і контрольно-вимірювальних систем
(повна назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи

магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: **Інформаційно-вимірювальна система для контролю осьового зазору в радіальних кулькових підшипниках**

Виконав: студент VI курсу, групи РІм-61
напряму підготовки _____

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Кирилів.Р.М

(прізвище та ініціали)

Керівник Яворська.М.І
(прізвище та ініціали)

Рецензент _____
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ДОСЛІДНИЦЬКО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА.....	7
1.1 Завдання на проектування.....	7
1.1.1 Патентний пошук.....	7
1.1.2 Опис роботи пристрою для контролю осьового зазору в кулькових підшипниках приладних редукторів.....	9
1.1.3 Опис роботи редукційного клапана.....	10
1.1.4 Опис роботи завантажувального механізму.....	11
1.1.5 Опис роботи сортувального механізму.....	12
1.2 Розрахункова частина.....	12
1.2.1 Розрахунок елементів контрольного пристрою.....	12
1.2.2 Розрахунок пружин на міцність.....	20
1.2.3 Розрахунок основних геометричних параметрів циліндричних прямозубих передач.....	21
1.2.4 Розрахунок елементів редукційного клапана.....	22
1.2.5 Розрахунок передачі гвинта-гайки.....	25
1.2.6 Розрахунок гвинта на міцність.....	27
1.2.7 Розрахунок черв'ячної передачі.....	28
1.2.8 Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну втому.....	31
1.2.9 Розрахунок параметрів черв'ячної передачі.....	32
2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ.....	34
2.1 Математична модель ємнісного датчика.....	34
2.2 Створення S-моделі обробки сигналу в AD598.....	36
3. ЕЛЕКТРОННА ЧАСТИНА.....	43
3.1. Розробка функціональної схеми.....	43
3.1.1 Вимоги до функціональності та параметрів системи.....	43
3.1.2 Опис принципу роботи і функціональна схема.....	44
3.2 Розробка принципової схеми.....	45

3.2.1 Підрахунок кількості виводів мікроконтролера.....	45
3.2.2 Схема включення крокового двигуна	46
3.2.3 Опис мікросхеми 74АС574.....	48
3.3 Опис блоку керування і обробки вимірювальної інформації.....	49
3.3.1.Блок керування.....	49
3.3.2 Вибір давачів.....	50
3.3.3 Опис роботи	51
3.3.4 Вибір АЦП.....	52
3.3.5. Блок-схема роботи завантажувального механізму.....	53
3.3.6 Розрахунок похибок.....	54
4 ОБҐРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....	57
4.1 Характеристика технічного рівня проектного пристрою	57
4.2 Визнаємо трудомісткість і обсяг робіт конструкторської підготовки виробництва.....	58
4.3 Визначення трудомісткості і обсягу робіт технологічної підготовки виробництва.....	60
4.4 Розрахунок затрат на виготовлення пристрою.....	61
4.5 Визначення поточних витрат по експлуатації пристрою.....	65
4.6 Визначення лінійної ціни нового пристрою.....	67
4.7 Визначення економічного ефекту.....	68
4.8 Складання сіткового графіка технічної підготовки виробництва.....	70
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ....	75
5.1 Заходи з техніки безпеки при експлуатації пневмоелектромеханічної установки.....	75
5.1.1 Умови експлуатації автомата.....	75
5.1.2 Заходи по техніці безпеки.....	76
5.2 Розрахунок запобіжного клапана для захисту технологічного обладнання від руйнування.....	77

5.3 Заходи по забезпеченню санітарно-технічних вимог на ділянки випробувань.....	81
5.4 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	82
5.4.1 Підвищення стійкості інженерно технічного комплексу.....	82
5.4.2 Уражаюча дія ЕМП.....	83
5.4.3 Екрани і захисні пристрої.....	84
6. ЕКОЛОГІЯ.....	87
6.1.Роль матеріалу та ресурсозбереження у вирішенні екологічних проблем.....	87
6.2 Методи переробки твердих металевих відходів.....	89
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	92
БІБЛІОГРАФІЯ.....	93
ДОДАТКИ.....	95

ВСТУП

Однією з важливих галузей нашої промисловості є приладобудування. Її розвиток вимагає підвищення точності вимірювання, швидкості отримання і опрацювання вимірюваних даних, а значить, створення нових високоточних і високопродуктивних автоматичних установок. В останніх широко використовуються пневматичні приводи, які володіють низкою переваг: можливість реалізації великих навантажень та створення значних обертових моментів при порівняно малих розмірах пневмодвигунів, плавність переміщення, забезпечення безступінчатого керування швидкістю у широкому діапазоні, мала інерційність, простота у реалізації прямолінійних зворотньо-поступальних рухів та автоматичне керування робочими органами, легкість запобігання перевантаженням, висока експлуатаційна надійність, простота конструкції, пожежо та вибухобезпека, широкі технічні можливості щодо реалізації дискретних систем автоматичного керування. Особливо технічні можливості пневмоавтоматики зросли з розробкою та освоєнням пневматичних систем, які мають у своєму розпорядженні як аналогову, так і дискретну техніку. До таких систем належать універсальна система елементів, заснована на мембранній техніці та системи струменевої техніки. На базі цих пристроїв розроблено ряд пневмогідравлічних систем програмного керування для металорізальних верстатів, пресів та роботизованих технологічних комплексів.

1 ДОСЛІДНИЦЬКО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

1.1 Завдання на проектування

Завдання на проектування: спроектувати інформаційно вимірювальну систему для контролю осьового зазору в кулькових підшипниках приладних редукторів з діаметрами зовнішніх кілець від 20 до 100 мм.

1.1.1 Патентний пошук

Інформаційно вимірювальна система даного завдання належить до приладів для контролю зібрання підшипників.

З ряду параметрів, що характеризують придатність підшипника для встановлення у вузлах машини, розглянемо тільки геометричні параметри: габаритні розміри, зазори.

Наша інформаційно вимірювальна система відноситься до приладів для контролю зазорів в підшипниках.

В підшипниках у зібраному вигляді розрізняють два види зазорів: радіальні і осьові.

Під випадковим осьовим зазором приймають найбільше переміщення в осьовому напрямку одного кільця підшипника відносно другого при довільній орієнтації в радіальній площині кілець і тіл кочення.

Для підшипників регламентуються осьовий зазор, рівний середньому арифметичному значенню випадкових осьових зазорів, при довільній орієнтації в радіальній площині кілець і тіл кочення.

При контролі осьового зазору кільце підшипника закріплюють нерухомо, а друге кільце навантажують знакозмінним навантаженням в осьовому напрямку. При контролі вільне кільце обертається навколо осі приблизно на 90° . Осьовий зазор визначають як середнє арифметичне двох результатів вимірювання.

Для контролю осьового зазору шарикових підшипників використовують прилади: А-121, А-122, А-123. Технічні характеристики приладів подано в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики приладів

Прилад	Діапазон вимірювання діаметру в мм		Навантаження при вимірюваннях в кг	Вимірювальна головка	Габаритні розміри в мм	Погрішність вимірювання в мкм
	зовнішнього	внутрішнього				
СМ-93А	-	1 - 3	0,4	ИГП-1	130x140x142	2
СМ-107А	-	3 – 10	1,0; 1,5; 2,0		210x180x250	2
Р-123	32 – 50	-	5; 10; 15	ИГП-2	400x400x630	3,5
Р-124	90 – 250	-	15		460x500x800	2,5
А-121	13 – 35	-	0,8; 1,2; 1,6; 2	Індикатор	290x180x250	10
А-122	40 – 100	-	4; 6; 8; 10		340x230x330	10
А-123	120 - 250	-	10		470x300x660	17

Прилади аналогічні по конструкції і відрізняються лише розмірами.

Прилад А-121. Призначення: контроль осьового зазору в підшипниках.

Конструкція: Приладу А-121. На литій станині встановлені змінні столики (два нижніх і два верхніх). Зовнішнє кільце контрольованого підшипника закріплюють між зовнішніми столиками за допомогою підйомної ручки і втулки. Для центровки підшипника використовується вилка. Внутрішнє кільце під час вимірювання переміщують вгору і вниз під дією зусиль, що створюються вантажами і які передаються через важелі на внутрішні столики. Керування навантаженням здійснюється з допомогою важеля, до якого прикріплений ексцентрик. Величину попереднього навантаження регулюють переставленням вантажу на плечі верхнього важеля і зміною нижнього вантажу. Положення верхнього важеля регулюють гвинтом.

Внутрішнє кільце під час навантаження при вимірюванні провертають на деякий кут (приблизно 90⁰) ручкою. Осьовий зазор визначають по відхиленні стрілки індикатора, з'єднаного передаючим важелем.

Верхній вантаж встановлюють на плечі навпроти поділок, що означає подвоєну величину нижнього вантажу.

1.1.2 Опис роботи пристрою для контролю осьового зазору в кулькових підшипниках приладних редукторів

Опис роботи приладу контролю.

Конструкція інформаційно вимірювальної системи аналогічна до приладу А-121. Контрольований підшипник кладуть на столик поз. 9. притиснувши його до направляючої вилки поз. 22. Відкривається електромагнітний клапан поз.75 і повітря потрапляє в циліндр поз.18, редуктором тиску встановлюється необхідний тиск, який спричиняє переміщення вимірювальної головки поз.3, поз.4 разом із столиками поз.19 і поз.7. При цьому столик поз.7 тисне на зовнішнє кільце, а столик поз.19 тисне на внутрішнє кільце. В цей момент внутрішнє кільце опускається і притискується до столика поз.21, за рахунок опускання столика поз.9. Таким чином зовнішнє кільце підшипника фіксується між столиками поз.9 і поз.7, а внутрішнє – між столиками поз.19 і поз.21 при чому весь зазор у підшипнику вибирається в одну сторону. В цей момент датчик поз.73 фіксує початок відліку і відкривається клапан поз.75 і повітря потрапляє в циліндр поз.4, редуктором тиску встановлюється необхідний тиск, який в свою чергу тисне на поршень поз.6 з столиком поз.19, який в свою чергу тисне на внутрішнє кільце підшипника, що в кінцевому результаті приводить до перекосу кілець підшипника в іншому напрямку. Датчиком поз.73 фіксується положення вимірювального механізму. Різниця дасть виміряний зазор. Далі вмикається кроковий двигун поз.74 і здійснюється провертання внутрішнього кільця на 90^0 відносно зовнішнього кільця поворотним пристроєм поз.11, поз.24, поз. 74. Датчик поз.73 фіксує початок відліку і відкривається клапан поз.75. Повітря потрапляє в циліндр поз.29, редуктором тиску встановлюється необхідний тиск,

при цьому сила з якою тисне поршень поз.15, через підшипникову муфту поз.13, поз. 48, поз.71, з валом поз.12 на столик поз.21 в два рази більша від тиску столика поз.19. В наслідок цього перекош контрольованого підшипника переходить в іншу сторону. Датчик поз.73 фіксує дане положення. Різниця між початковим і кінцевим положенням дає вимірний зазор. Потім закриваються клапани поз.75 і повітря вивільняється з циліндрів. Зворотні пружини поз.58, поз.59, поз.60 повертають столики поз.9, поз.7, поз.19 у початкове положення. Вимірювання завершене.

За осьовий зазор підшипника приймають середнє арифметичне двох зазорів:

$$X = \frac{x_1 + x_2}{2} \text{ ММ}$$

1.1.3 Опис роботи редукційного клапана

Клапан редукційний призначений для встановлення необхідного тиску. Сигнал керування поступає згідно програми з електронного блоку керування до електродвигуна поз.48.

Рівень тиску на виході редукційного клапана встановлюється регулюванням сили стисненої пружини поз.22 за допомогою черв'ячно-гвинтового механізму. Пружина прогинає мембрану поз.28 і через шток поз.14 відводить з сідла запірно регулюючий механізм поз.27, поз.26, відкриваючи прохід для повітря що підводиться х мережі на вхід редукційного клапана. Вихід каналу клапана через отвір з'єднано з камерою зворотного зв'язку. З ростом тиску повітря на виході клапана також збільшується тиск у камері. Діючи на поверхню мембрани, він створює додаткову силу, направлену проти зусилля пружини поз.22. При цьому тиск зменшується і запірно-регулюючий елемент поз.26, поз.27, під дією пружини поз.23 наближається до сідла, обмежуючи прохід для повітряного потоку. Кожній даній витраті стиснутого повітря

відповідає певна величина проходу, стабільність тиску на виході пневмоклапана забезпечується тим, що вихідний отвір камери розташований у звуженій ділянці вихідного каналу, в якому з ростом витрати повітря мають місце значний ріст швидкості потоку і місцеве падіння тиску. Зменшення тиску в камері мембрани викликає додаткове відкриття проходу і більш інтерактивнішу подачу повітря. Якщо ж витрата повітря відсутня, запірний елемент повністю перекриває прохід, що дає змогу в блоці керування не проводити постійну під наладку, а лише контролювати тиск повітря. У черв'ячно-гвинтовому механізмі використана запобіжна муфта, яка дає змогу уникнути небажаних наслідків при експлуатації редукційного клапана.

1.1.4 Опис роботи завантажувального механізму

Завантажувальний механізм ДРМ200.00.04.000 призначений для завантаження контрольованого підшипника на контрольовану позицію і відведення його з контрольованої позиції на сортувальний механізм ДРМ200.00.05.000.

Завантажувальний механізм кріпиться до контрольованого приладу ДРМ200.00.03.000 з допомогою двох основ поз.11, поз.12 і чотирьох болтів поз.19, поз.27.

Контрольований підшипник з магазину поз.5 захоплюється кареткою поз.9, яка приводиться в рух з допомогою пневмоциліндра поз.1 переноситься на контрольовану позицію де з допомогою направляючої вилки поз.8 базується. По закінченню вимірювання пневмоциліндр поз.1 через поводок поз.13 приводить в рух каретку поз.9 в зворотньому напрямку і контрольований підшипник опирається на виступи в каретці відводиться з вимірювальної позиції до отвору в основі поз.12 через який потрапляє на сортувальний механізм ДРМ200.00.05.000. Каретка доходить до крайнього положення і починає рух в зворотньому напрямку, при цьому захоплює наступний контрольований

підшипник з магазину поз.5 і так далі виконується цикл роботи завантажувального механізму.

1.1.5 Опис роботи сортувального механізму

Сортувальний механізм ДРМ200.00.05.000 призначений для сортування контрольованих підшипників під керуванням блоку керування на три групи:

I – придатний;

II – не придатний “-“;

III – не придатний “+”.

Сортувальний механізм кріпиться до основи завантажувального механізму ДРМ200.00.04.000 з допомогою чотирьох гвинтів М3 і стола на якому закріплений контрольний пристрій ДРМ200.00.03.000.

Всі переміщення контрольованого підшипника по сортувальному механізмові здійснюються за рахунок власної ваги контрольованого підшипника. Управління шторками поз.4 здійснюється з допомогою пневмоциліндра поз.1 під керуванням блоку керування. Крайні положення шторок поз.4 виставляються шляхом регулювання довжини кронштейна циліндра поз.1, поз.19, поз.14.

1.2 Розрахункова частина

1.2.1 Розрахунок елементів контрольного пристрою

Для надійної роботи і точності вимірювання необхідно забезпечити певну відповідне навантаження на підшипник. Саме для цього і необхідно розрахувати досить точно пружини пристосування і тиски в циліндрах. Оскільки пристрій має вертикальне положення при вимірюванні та пружини буде деформувати сила, яка на одних поршнях буде створювати додаткове навантаження. Тому

розрахунок розпочнем з визначення мас рухомих елементів.

1. Визначення мас рухомих елементів.

m_1 – маса датчика;

$m_1 = 0,15$ кг;

m_2 – маса верхнього столика

$m_2 = V_2 \cdot \rho$; де V_2 – об'єм циліндра, ρ - густина, $\rho = 7700$ кг/м³;

$$V_2' = S_2' \cdot H' = \frac{\pi \cdot d_2'^2}{4} \cdot H' = \frac{\pi \cdot (60 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 55 \cdot 10^{-3} = 1.31 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

$$V_2'' = S_2'' \cdot H'' = \frac{\pi \cdot d_2''^2}{4} \cdot H'' = \frac{\pi \cdot (30 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 40 \cdot 10^{-3} = 2.83 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$V_2 = V_2' - V_2'' = 1.31 \cdot 10^{-4} - 2.83 \cdot 10^{-5} = 1.027 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

$$m_2 = 1,027 \cdot 10^{-4} \cdot 7700 \approx 0,8 \text{ кг};$$

m_3 – маса другого циліндра;

$$m_3 = V_3' - V_3'' + V_3''' - V_3^{IV};$$

$$V_3' = S_3' \cdot H_3' = \frac{\pi \cdot d_3'^2}{4} \cdot H_3' = \frac{3.14 \cdot (59 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 95 \cdot 10^{-3} = 2.59 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

$$V_3'' = S_3'' \cdot H_3'' = \frac{\pi \cdot d_3''^2}{4} \cdot H_3'' = \frac{3.14 \cdot (45 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 95 \cdot 10^{-3} = 1.51 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

$$V_3''' = S_3''' \cdot H_3''' = \frac{3.14 \cdot (100 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 1.57 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

$$V_3^{IV} = S_3^{IV} \cdot H_3^{IV} = \frac{3.14 \cdot (45 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 3.18 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$V_3 = 2.59 \cdot 10^{-4} - 1.51 \cdot 10^{-4} + 1.57 \cdot 10^{-4} - 3.18 \cdot 10^{-5} = 2.34 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

$$m_3 = 2.34 \cdot 10^{-4} \cdot 7700 = 1.8 \text{ кг}.$$

Маса поршня:

$$m_4 = V_4 \cdot \rho;$$

$$V_4 = V_4' + H_4'$$

$$V_4' = S_4' \cdot H_4' = \frac{\pi \cdot d_4'^2}{4} \cdot H_4' = \frac{3.14 \cdot (45 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 9.54 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$V_4'' = S_4'' \cdot H_4'' = \frac{3.14 \cdot (33 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 36 \cdot 10^{-3} = 3.08 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$V_4 = 9.54 \cdot 10^{-5} + 3.08 \cdot 10^{-5} = 1.26 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

$$m_4 = 1.26 \cdot 10^{-4} \cdot 7700 = 0.97 \text{ кг}.$$

Маса шпильки з гайкою:

$$m_5 \approx 2.1 \cdot 10^{-2} \text{ кг};$$

Маса пружини:

$$m_6 \approx 0.15 \text{ кг};$$

Маса гвинтів:

$$m_7 \approx 0.14 \text{ кг};$$

Маса столиків:

$$m_8 \approx 1.5 \text{ кг};$$

Загальна маса вимірювальної головки:

$$m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + m_6 + m_7 + m_8;$$

$$m = 0.2 + 0.8 + 1.8 + 0.97 + 2.1 \cdot 10^{-2} + 0.15 + 0.14 + 1.5 = 5.58 \text{ кг};$$

Отже на пружину діє сила 55.8Н.

Для забезпечення роботи здатного стану необхідно мати пружину поперечний натяг якої становить 60Н.

Приймемо пружину $d=6\text{мм}$, $D_0=80\text{ мм}$ із сталюго дроту і визначимо поперечну деформацію пружини:

$$\lambda = \frac{8FD_0^3 \cdot n}{\zeta \cdot d^4} = \frac{8 \cdot 60 \cdot 80^3 \cdot 3}{8 \cdot 10^4 \cdot 6^4} = 7.1 \text{ мм};$$

де $\zeta = 8 \cdot 10^4$ – модуль зсуву для пружин із сталі;

n – робоче число витків;

F – робоче зусилля прикладене до пружини.

Знайдемо зусилля пружини в кінці робочого ходу:

$$\lambda_{px} = \lambda_n + \lambda_k = 7.1 + 22 = 29.1 \text{ мм};$$

$$F = \frac{\lambda \zeta d^4}{8D_0^3 n} = \frac{29.1 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 6^4}{8 \cdot 80^3 \cdot 3} = 244 \text{ Н};$$

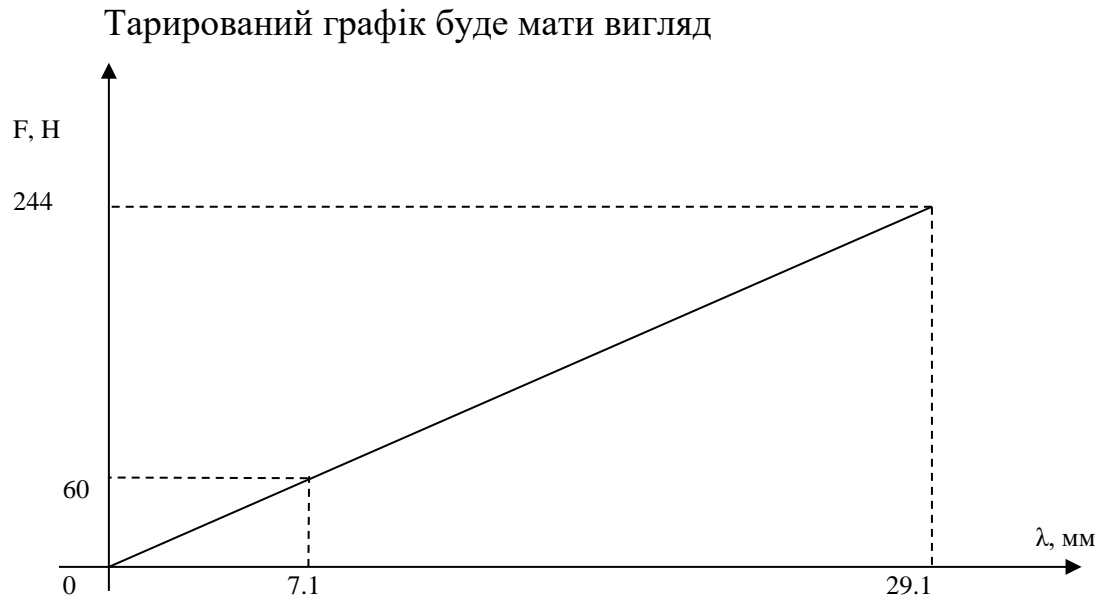


Рисунок 1.1 – Тарирований графік пружини $d=6\text{мм}$

Розглянемо сили, які будуть діяти на поршень

F_1 – сила пружності пружини $c=13,3$

F_2 - сила пружності пружини $c=21,6$

F_3 - сила пружності пружини $c=11,4$

mg – вага рухомих елементів.

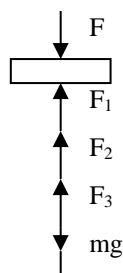


Рисунок 1.2 – Взаємодія сил

На пружину $c=21.6$ діють дві маси: маса столика і маса підшипника.

$m_{\text{ст}} \approx 0,3 \text{ кг}$ – маса підшипника;

$m_{\text{під}} \approx 1,5 \text{ кг}$ – маса столика;

$$m_{\text{заг}} = 1,5 + 0,3 = 1,8 \text{ кг};$$

Отже попереднім натягом повинно забезпечуватись навантаження 20Н для того, щоб повернути столик з підшипником в початкове положення.

Визначимо попередню деформацію:

$$\lambda_1 = \frac{8FD_0^3 n}{\zeta d^4} = \frac{8 * 20 * 108^3 * 3}{8 * 10^4 * 5^4} = 10.8 \text{ mm};$$

Навантаження в кінці робочого ходу:

$$F_2 = \frac{26 * 8 * 10^4 * 5^4}{8 * 108 * 3} = 43 \text{ Н};$$

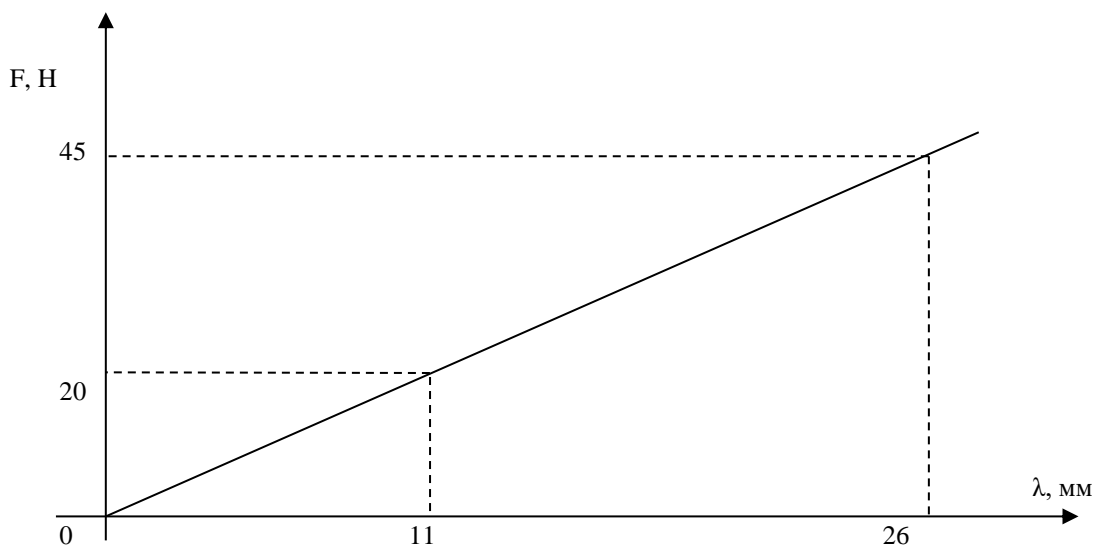


Рисунок 1.3 – Тарирований графік пружини d=5 мм

Загальна сила пружини буде:

$$F = F_1 + F_2 = 43 + 244 = 287 \text{ Н}.$$

Для того щоб точність вимірювання була якомога вищою потрібно забезпечити надійне притискання підшипника до нижнього столика і неможливість відривання його при зворотному вимірюванні. Тому врахуємо коефіцієнт запасу $F^* = 3F = 3 * 287 = 861 \text{ Н}$;

Таке зусилля повинен створювати поршень, а для цього необхідно створити тиск в камері рівний:

$$P = \frac{F'}{S};$$

де S – площа поверхні поршня:

$$S = S_1 - S_2$$

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3.14 * (100 * 10^{-3})^2}{4} = 7.85 * 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{3.14 * (60 * 10^{-3})^2}{4} = 2.83 * 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$S = 7.85 * 10^{-3} - 2.83 * 10^{-3} = 5.02 * 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$P = \frac{861}{5.02 * 10^{-3}} = 171.52 \text{ кПа}.$$

Вимірювальний поршень.

Визначимо силу пружності пружини і попередню деформацію:

На пружину тисне поршень до якого прикріплений столик, тому сила притискування пружини буде:

$$F = F_n + F_{cm} = 97 + 1 = 98 \text{ Н}.$$

Попередня деформація пружини:

$$\lambda_1 = \frac{8FD_0^3 n}{\zeta d^4} = \frac{8 * 20 * 108^3 * 3}{8 * 10^4 * 5^4} = 10.8 \text{ мм};$$

Значення сили пружності в кінці робочого ходу:

$$F_0 = \frac{\lambda \zeta d^4}{8D_0^3 n} = \frac{24 * 8 * 10^4 * 3.5^4}{8 * 40^3 * 3.5} = 160 \text{ Н}$$

Сила пружності пружини разом з силою притискання поршня будуть діяти на поршень і тому необхідна сила:

$$F = F_{пр} + F_3 = 160 + 150 = 310 \text{ Н};$$

Необхідний тиск в циліндрі для створення цього зусилля:

$$P = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4 * 310}{3.14 * (45 * 10^{-3})^2} = 194.92 \text{ кПа}$$

Розрахунок зворотнього механізму.

Знайдемо вагу яку повинен піднімати поршень.

Маса столика:

$$m_1 = V_1 \rho;$$

де V_1 – об'єм столика;

$$V_1 = V_1' + V_1'' - V_1''' - V_1^{IV};$$

$$V_1' = \frac{\pi(65 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 3.32 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$V_1'' = \frac{\pi(68 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 28 \cdot 10^{-3} = 1.02 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

$$V_1''' = \frac{\pi(22 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 16 \cdot 10^{-3} = 6.08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$V_1^{IV} = \frac{\pi(36 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 22 \cdot 10^{-3} = 2.24 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$V_1 = 3.32 \cdot 10^{-5} + 1.02 \cdot 10^{-4} - 2.24 \cdot 10^{-5} - 6.08 \cdot 10^{-6} = 1.067 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

$$m_1 = 1.067 \cdot 10^{-4} \cdot 7700 = 0.82 \text{ кг.}$$

Маса вала%

$$V_2 = V_2' + V_2'' + V_2''';$$

$$V_2' = \frac{\pi(22 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 5.7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$V_2'' = \frac{\pi(34 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 4.53 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$V_2''' = \frac{\pi(25 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 36 \cdot 10^{-3} = 1.77 \cdot 10^{-5}$$

$$m_2 = 6.88 \cdot 10^{-5} \cdot 7700 = 0.53 \text{ кг.}$$

Маса підшипникової муфти:

$$m_3 = V_3 \rho$$

$$V_3 = \frac{\pi(60 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 35 \cdot 10^{-3} = 9.9 \cdot 10^{-5}$$

$$m_3 = 9.9 \cdot 10^{-5} \cdot 7700 = 0.76 \text{ кг};$$

Маса поршня:

$$m_4 = V_4 \rho$$

$$V_4 = V_4' + V_4'';$$

$$V_4' = \frac{3.14(30 \cdot 10^{-3})^2}{4} 43 \cdot 10^{-3} = 3.04 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$V_4'' = \frac{3.14(60 \cdot 10^{-3})^2}{4} 26 \cdot 10^{-3} = 7.35 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$V_4 = 3.04 \cdot 10^{-5} + 7.35 \cdot 10^{-5} = 1.04 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

$$m_4 = 1.04 \cdot 10^{-4} \cdot 7700 = 2.91 \text{ кг}.$$

На поршень діють:

F_1 – сила з боку верхнього поршня;

mg – вага вантажу;

$F = mg + F_1$ – умова рівноваги.

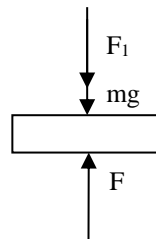


Рисунок 1.4 – Взаємодія сил

Нам потрібно щоб сила тиску нижнього поршня була в два рази більша від сили притискання внутрішнього кільця верхнім поршнем.

$$F_1 = 150 \text{ Н}$$

$$F = 2F_1 + mg = 2 \cdot 150 + 2.91 \cdot 9.81 = 328.5 \text{ Н}.$$

Знайдемо тиск який потрібно створити в циліндрі для досягнення цієї мети:

$$P = \frac{F}{S} = \frac{328.5}{2.83 \cdot 10^{-3}} = 116.1 \text{ кПа}.$$

1.2.2 Розрахунок пружин на міцність

Розрахунок пружин на міцність проводимо по дотичних напруженнях.

Умова міцності має вигляд:

$$\tau = K \frac{8PD_0}{\pi d^3} \leq [\tau]$$

де τ – розрахункове напруження в поперечному січенні витка;

K – коефіцієнт запасу, що враховує вплив кривизни витків в поперечному

січенні $K = \frac{4c + 2}{4c - 3};$

де $c = \frac{D_0}{d}$ - індекс пружини;

P - сила, яка стискає пружину;

D_0 – середній діаметр пружини;

d - діаметр дроту пружини;

$[\tau]$ – допустиме напруження, для пружини 3 $d=3 \div 12$ mm із сталі 65Г:

$$[\tau] = 750 \frac{H}{mm^2}.$$

Пружина $d=6$ mm; $D_0=80$ mm, $P=244$ Н:

$$c = \frac{D_0}{d} = \frac{80}{6} = 13.3;$$

$$K = \frac{4 * 13.3 + 2}{4 * 13.3 - 3} = 1.08$$

$$\tau = 1.08 \frac{8 * 244 * 80}{3.14 * 6^3} = 250 \leq 750 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт запасу:

$$K_1 = \frac{750}{250} = 3.$$

Пружина $d=5$ mm; $D_0=108$ mm, $P=43$ Н:

$$c = \frac{108}{5} = 21.6;$$

$$K = \frac{4 * 21.6 + 2}{4 * 21.6 - 3} = 1.05$$

$$\tau = 1.05 \frac{8 * 43 * 108}{3.14 * 5^3} = 100 \leq 750 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт запасу:

$$K_2 = \frac{750}{100} = 7.5.$$

Пружина $d=3.5 \text{ mm}$; $D_0=40 \text{ mm}$, $P=160 \text{ Н}$:

$$c = \frac{40}{3.5} = 11.4;$$

$$K = \frac{4 * 11.4 + 2}{4 * 11.4 - 3} = 1.1$$

$$\tau = 1.1 \frac{8 * 160 * 40}{3.14 * 3.5^3} = 400 \leq 750 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт запасу:

$$K_3 = \frac{750}{400} = 1.87.$$

1.2.3 Розрахунок основних геометричних параметрів циліндричних прямозубих передач

Міжосьова відстань:

$$a_{w1}=47 \text{ mm};$$

$$a_{w2}=80 \text{ mm};$$

$m=2$ – модуль зачеплення;

$z_1=17$ – число зубів ведучої шестерні;

$z_2=26$ – число зубів паразитної шестерні;

$z_3=53$ – число зубів ведомої шестерні.

$$\text{Передаточне число: } u = \frac{z_3}{z_1} = \frac{53}{17} = 3.1.$$

Ділильні діаметри:

$$d_1=mz_1=2*17=34 \text{ mm};$$

$$d_2=mz_2=2*26=52 \text{ mm};$$

$$d_3 = m z_3 = 2 \cdot 53 = 106 \text{ mm.}$$

Діаметри виршин:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 34 + 2 \cdot 2 = 38 \text{ mm;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 52 + 2 \cdot 2 = 56 \text{ mm;}$$

$$d_{a3} = d_3 + 2m = 106 + 2 \cdot 2 = 110 \text{ mm.}$$

Діаметри впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2.5m = 34 - 2.5 \cdot 2 = 29 \text{ mm;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m = 52 - 2.5 \cdot 2 = 47 \text{ mm;}$$

$$d_{f3} = d_3 - 2.5m = 106 - 2.5 \cdot 2 = 101 \text{ mm.}$$

Висота зубів:

$$h = 2.25m = 2.25 \cdot 2 = 4.5 \text{ mm.}$$

1.2.4 Розрахунок елементів редукційного клапана.

Розрахунок пружин редукційного клапана

Розрахункові зусилля на мембрані:

F_1 – сила створена тиском 0,4 МПа;

F_2 – сила створена тиском на виході клапана;

$F_{пр2}$ – сила тиску верхньої пружини;

$F_{пр1}$ – сила тиску нижньої пружини.

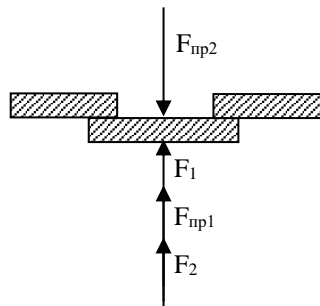


Рисунок 1.5 – Взаємодія сил клапана

Для надійної роботи клапана необхідна рівновага сил:

$$F_{пр2} = F_1 + F_2 + F_{пр1};$$

$$\text{де } F_1 = P S_1 = 0.4 * 10^6 * 7.07 * 10^{-4} = 282.7 \text{ Н};$$

де $P = 0.4 * 10^6$ Па – тиск в магістралі;

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3.14 (30 * 10^{-3})^2}{4} = 7.07 * 10^{-4} \text{ м}^2 \text{ – площа нижнього клапана.}$$

$$F_{2\max} = P_{2\max} S_m = 0.4 * 10^6 * 5.03 * 10^{-3} = 2012 \text{ Н}$$

де $P_{2\max} = 0.4 * 10^6$ Па – максимальний контрольний тиск на виході з редукційного клапана;

$$F_{n1} = \frac{\lambda_1 \zeta d_1^4}{8 D_1^3 n} = \frac{5 * 8 * 10^4 * 1.5^4}{8 * 12^3 * 4} = 36 \text{ Н};$$

де λ_1 - деформація пружини, $\lambda_1 = 5$ мм;

$\zeta = 8 * 10^4$ Н/мм² – для сталі модуль зсуву;

$d_1 = 1.5$ мм – діаметр дроту пружини;

$D_1 = 12$ мм – діаметр навивки пружини;

тоді виходячи з умови рівноваги сил:

$$F_{np2} = F_1 + F_2 + F_{np1} = 282.7 + 2012 + 36 = 2330 \text{ Н};$$

Визначимо діаметр дроту для пружини:

$$d_2 = \sqrt[4]{\frac{8 F_{np2} D_2^3 n_2}{\lambda_2 \zeta}} = \sqrt[4]{\frac{8 * 2330 * 25^3 * 5}{15 * 8 * 10^4}} \approx 6 \text{ мм}$$

де $F_{np2} = 2330$ Н – робоче зусилля пружини в кінці робочого ходу;

D_2 – діаметр навивки пружини, $D_2 = 25$ мм;

n_2 – кількість робочих витків, $n_2 = 5$;

λ_2 - робочий хід пружини, $\lambda_2 = 15$ мм.

Перевірка міцності пружини:

$$\tau_2 = \frac{8 F_{np2} D_2 K}{\pi d_2^3} \leq [\tau];$$

$$\text{де } k = 1 + \frac{1.4}{c} = 1 + \frac{1.4 * 6}{25} = 1.33 \text{ - поправний коефіцієнт;}$$

$[\tau]$ - допустиме навантаження кручення,

$$[\tau] = 0.5 \sigma_c k_L = 0.5 * 1600 * 0.83 = 660 \text{ МПа};$$

$k_L=0.83$ при 10^5 циклах навантаження;

$$\tau_2 = \frac{8 * 2330 * 25 * 1.33}{3.14 * 6^3} = 650 \text{ МПа};$$

$$\tau_2 = 650 \text{ МПа} \leq [\tau] = 660 \text{ МПа};$$

$$\tau_1 = \frac{8F_{np1}D_1K}{\pi d_1^3} \leq [\tau];$$

$$k = 1 + \frac{1.4}{c} = 1 + \frac{1.4 * 1.5}{12} = 1.17$$

$$\tau_1 = \frac{8 * 40 * 12 * 1.17}{3.14 * 1.5^3} = 426 \text{ МПа};$$

$$\tau_1 = 426 \text{ МПа} \leq [\tau] = 660 \text{ МПа};$$

Розрахунок конструктивних параметрів пружин.

Кількість робочих витків:

для $c=8$:

$$n_1 = \frac{\zeta d_1^4 \lambda_1}{8F_1 D_1} = \frac{8 * 10^4 * 1.5^4 * 5}{8 * 40 * 12^3} \approx 3;$$

для $c=4.14$:

$$n_2 = \frac{\zeta d_2^4 \lambda_2}{8F_2 D_2} = \frac{8 * 10^4 * 6^4 * 15}{8 * 2330 * 25^3} = 4;$$

Загальна кількість витків:

$$n_{01} = n_1 + 2 = 3 + 2 = 5;$$

$$n_{02} = n_2 + 2 = 4 + 2 = 6.$$

При максимальному осьовому навантаженні зазор між витками:

$$\Delta_1 = \frac{0.2\lambda_1}{n_1} = \frac{0.2 * 5}{3} = 0.33 \text{ мм};$$

$$\Delta_2 = \frac{0.2\lambda_2}{n_2} = \frac{0.2 * 15}{4} = 0.75 \text{ мм}.$$

Крок витків ненавантаженої пружини:

$$h_1 = \frac{\lambda_1}{n_1} + d_1 + \Delta_1 = \frac{5}{3} + 1.5 + 0.33 = 3.5 \text{ мм};$$

$$h_2 = \frac{\lambda_2}{n_2} + d_2 + \Delta_2 = \frac{15}{4} + 6 + 0.75 = 10.5 \text{ мм};$$

Довжина пружини стисненої до дотику витків:

$$H_{\text{сп1}} = d_1(n_{01} - 0.5) = 1.5(5 - 0.5) = 6.75 \text{ мм};$$

$$H_{\text{сп2}} = d_2(n_{02} - 0.5) = 6(6 - 0.5) = 33 \text{ мм};$$

Довжина ненавантаженої пружини:

$$H_{01} = H_{\text{сп1}} + n_1(h_1 - d_1) = 6.75 + 3(3.5 - 1.5) = 12.75 \text{ мм};$$

$$H_{02} = H_{\text{сп2}} + n_2(h_2 - d_2) = 33 + 4(10.5 - 6) = 12.75 \text{ мм};$$

Довжина дроту для виготовлення пружин:

$$L_1 = \frac{\pi D_1 n_{01}}{\cos \alpha_1} = \frac{3.14 * 12 * 5}{0.9957} = 189.3 \text{ мм}; \quad L_2 = \frac{\pi D_2 n_{02}}{\cos \alpha_2} = \frac{3.14 * 25 * 6}{0.9912} = 475.4 \text{ мм}.$$

1.2.5 Розрахунок передачі гвинта-гайки

Дано: $v=0.5*10^{-3}$ мм; $F_a=2330\text{Н}$.

Визначення потрібних параметрів двигуна.

ККД приводного механізму редуктора:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0.45 * 0.81 = 0.36;$$

де $\eta_1=0,45$ – ККД передачі гвинта-гайки;

$\eta_2 = 0,81$ – ККД черв'ячної передачі.

Потрібна потужність двигуна:

$$P_{\text{дв}} = \frac{F_a v}{\eta} = \frac{2330 * 0.5 * 10^{-3}}{0.36} = 3.2 \text{ Вт};$$

Проектний розрахунок передачі гвинта-гайки.

Для виготовлення передачі виберемо такі матеріали:

Гвинт: сталь 45 для якої: $\sigma_b=588 \text{ МПа}$; $\sigma_T=363 \text{ МПа}$;

Гайка (черв'ячне колесо): С420

Допустимий тиск у контакті витків сталевго нормалізованого гвинта і

чавуної гайки $[P]=5$ МПа.

Середній діаметр гвинта:

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \varepsilon \lambda [P]}} = \sqrt{\frac{2330}{3.14 * 1.5 * 0.75 * 5}} \approx 11.48 \text{ мм};$$

$$\varepsilon = \frac{H}{d_2} = 1.5; \quad \lambda = \frac{H}{P} = 0.75 \text{ для трапецеїдальної різьби.}$$

Із [9] ГОСТ24737-81 виберемо трапецеїдальну різьбу з параметрами:

$p=2$ мм – крок різьби;

$d=14$ мм – номінальний діаметр різьби;

$d_1=14.00$ – зовнішній діаметр;

$d_3=11.50$ – внутрішній діаметр;

$d_2=13$ мм – середній діаметр;

висота гайки: $H = \varepsilon d_2 = 1.5 * 13 = 19.5$ мм; приймаємо $H=20$ мм.

$$\text{Число витків різьби за середнім діаметром: } z_g = \frac{H}{p} = \frac{20}{2} = 10;$$

$$\text{Кут підйому різьби за середнім діаметром: } \operatorname{tg} \psi = \frac{p}{\pi d_2} = \frac{2}{3.14 * 13} = 0.04897;$$

$$\psi = 2.8^\circ.$$

Зведений кут тертя у різьбі при коефіцієнті тертя $f=0.05$ – для змащених деталей та при $\delta \approx 0.52 \approx 15^\circ$

$$\operatorname{tg} \phi' = \frac{f}{\cos \delta} = \frac{0.05}{\cos 15^\circ} = 0.05176; \quad \phi' = 2.96^\circ$$

Умова самогальмування різьбової пари виконується, оскільки:

$$\phi' = 2.96^\circ \geq \psi = 2.8^\circ;$$

Фактичний ККД передачі гвинта-гайки з вибраними розмірами практично рівний попередньо взятому значенню.

Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання.

Розрахунковий тиск у контактні витків передачі з вибраними розмірами при робочій висоті витків:

$$H_1 = 0.5, \text{ [9] ГОСТ9484-81;}$$

$$H_1=1\text{ мм};$$

$$P = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 z_\epsilon} = \frac{2330}{3.14 * 13 * 1 * 10} = 5.7 \text{ МПа};$$

оскільки має бути $P \leq [P]$, то приймаємо висоту гайки $H=24$ мм;

$$z_\epsilon = \frac{H}{P} = \frac{24}{5.7} = 4.21;$$

$$P = \frac{2330}{3.14 * 13 * 1 * 12} = 4.75 \text{ МПа};$$

$$P=4.75 \text{ МПа} \leq [P]=5 \text{ МПа}.$$

Розрахунок гайки на міцність за напруженнями зрізу у витках:

$$\tau_{zp} = \frac{F_a}{\pi d K H} \leq [\tau]_{zp};$$

$K=0.65$ – коефіцієнт повноти трапецеїдальної різьби;

$[\tau]_{zp}=45...50$ МПа – для чавунних гайок;

$$\tau_{zp} = \frac{2330}{3.14 * 14 * 0.65 * 24} = 3.39 \text{ МПа};$$

$$\tau_{zp}=3.39 \text{ МПа} \leq [\tau]_{zp}=45 \text{ МПа}.$$

1.2.6 Розрахунок гвинта на міцність.

Нижня частина гвинта знаходиться тільки під дією сили столика:

$$\sigma_p = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} = \frac{4 * 2330}{3.14 * 11.5^2} = 22.4 \text{ МПа};$$

Запас міцності гвинта:

$$\frac{[\sigma]_p}{\sigma_p} = \frac{363}{22.4} = 16.2; \text{ що забезпечує достатню міцність.}$$

Верхня частина гвинта працює під дією сили кручення від моменту T_s сил тертя у різьбі і цей момент зрівноважується поступальною парою в корпусі.

$$T_s=0.5F_0d_2\text{tg}(\psi+\varphi')=0.5*2330*13*\text{tg}(2.83+2.96)=1535.7 \text{ Н*мм};$$

$$\tau = \frac{T_s}{W_p} = \frac{16 * 1535.7}{3.14 * 11.5^3} = 5.14 \text{ МПа};$$

Гвинт також має високий запас міцності при крученні:

$$[\tau] = 0.6\sigma_T = 0.6 \cdot 363 = 218 \text{ МПа.}$$

1.2.7 Розрахунок черв'ячної передачі

Параметри навантаження черв'ячної передачі:

$$T_2 = 1535 \text{ Н*мм;}$$

При орієнтованому значенні ККД $\eta = 0.81$, потужність на ведучому валі:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{2.41}{0.81} = 2.98 \text{ Вт;}$$

кутова швидкість:

$$\omega_2 = \frac{2\pi v}{pz} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 0.5}{2 \cdot 1} = 1.57 \text{ рад/с;}$$

де $v = 0.5 \cdot 10^{-3} \text{ м/с;}$

$p = 2 \text{ мм}$ – крок різьби;

$z = 1$ – число заходів;

$$P_2 = \omega_2 T_2 = 1.57 \cdot 1.535 = 2.41 \text{ Вт;}$$

$$\omega_1 = \omega_2 u = 1.57 \cdot 60 = 94.2 \text{ рад/с;}$$

$u = 60$ – передаточне відношення.

Орієнтована швидкість ковзання в зачепленні

$$v_s = \frac{4\omega_1}{10^3} \sqrt[3]{T_1} = \frac{4 \cdot 94.2}{10^3} \sqrt[3]{1.535} = 0.43 \text{ м/с.}$$

Матеріали для виготовлення черв'яка і черв'ячного колеса.

Для виготовлення черв'яка беремо леговану сталь 40Х-термообробка – гартування з відпуском $H_1 = 45 \div 55 \text{ HRC}$. Робочі поверхні витків шліфовані.

Оскільки швидкість ковзання $v_s = 0.43 \text{ м/с}$ допускається виготовлення вінця черв'ячного колеса із С420, що дає можливість виготовляти суцільне черв'ячне колесо з різьбою для передачі гвинт-гайки.

$$H_1 = 175 - 35v_s = 175 - 35 \cdot 0.43 = 160.8; \text{ приймаємо } 160 \text{ HRC.}$$

Границя міцності $\sigma_B = 370 \text{ МПа}$.

Допустиме граничне контактне напруження по [8] табл. 28.4:

$$[\sigma]_{H\max} = 1.65\sigma_B = 1.65 \cdot 370 = 610 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження на згин:

$$[\sigma]_{F0} = 0.12\sigma_B = 0.12 \cdot 370 = 44.40 \text{ МПа.}$$

Табличне допустиме граничне напруження на згин:

$$[\sigma]_{F\max} = 0.75\sigma_B = 0.75 \cdot 370 = 277.5 \text{ МПа.}$$

Проектний розрахунок.

Допоміжний коефіцієнт: $K_a = 315 \text{ МПа}^{1/3}$ – при сталевому черв'яку і чавунному вінці колеса.

$$z_1 = 1; z_2 = uz_1 = 60 \cdot 1 = 60.$$

Коефіцієнт діаметра черв'яка: $g = 16$.

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 (1 - x) = 1 + \left(\frac{60}{194} \right)^3 (1 - 0.31) = 1.02;$$

де $\Theta = 194$, табл. 28.5, [8]:

$x = 0.31$ - для легко навантаженого режиму.

Мінімальна між осьова відстань черв'ячної передачі

$$a_{w\min} = K_a \left(\frac{z_2}{g + 1} \right)^3 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} q^2}{(z^2 [\sigma]_H)^2}} = 315 \left(\frac{60}{16 + 1} \right)^3 \sqrt[3]{\frac{1.35 \cdot 1.02 \cdot 16^2}{(60 \cdot 160)^2}} = 24.42 \text{ мм.}$$

Модуль черв'ячної передачі:

$$m' = \frac{2a_{w\min}}{z_2 + g} = \frac{2 \cdot 24.42}{60 + 16} = 0.64.$$

За стандартним рядом вибираємо $m = 1$.

Попередні параметри передачі.

Ділильні діаметри:

$$d_1 = mg = 1 \cdot 16 = 16 \text{ мм}; d_2 = mz_2 = 1 \cdot 60 = 60 \text{ мм};$$

діаметри вершин витків черв'яка і зубців колеса:

$$d_{a1}=d_1+2m=16+2*1=18 \text{ мм};$$

$$d_{a2}=d_2+2m=60+2*1=62 \text{ мм};$$

між осьова віддаль:

$$a_w=0.5(d_1+d_2)=0.5(16+60)=38\text{мм};$$

ширина вінця черв'ячного колеса:

$$b_2 \leq 0.75d_{a1}=0.75*18=13.5 \text{ мм};$$

прийmemo $b_2=14\text{мм};$

ділильний кут підйому лінії витка черв'яка:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{g} = \frac{1}{16}; \gamma=3.5763^0;$$

швидкість ковзання у зачепленні:

$$v_s = \frac{0.5\omega_1 d_1}{\cos \gamma} = \frac{0.5 * 94.2 * 16 * 10^{-3}}{\cos 3.5763} = 0.75 \text{ м/с}.$$

Уточнене значення допустимого контактного напруження:

$$[\sigma]_H=175-35v_s=175-35*0.755=148 \approx 150 \text{ МПа}.$$

За рекомендаціями табл. 28.3, [8] ступінь точності: $n=8$.

Еквівалентне число зубів черв'ячного колеса

$$z_{v_s} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{60}{\cos^3 3.5763} = 60.3;$$

колова сила, що діє на зубці колеса:

$$F_{t2} = \frac{2T_s}{d_2} = \frac{2*1.535}{60} 10^3 = 51 \text{ Н};$$

1.2.8 Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну втому:

Для розрахунку попередньо визначимо:

$Z_m=215 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів чарв'яка і черв'ячного колеса, для поєднання сталь-чавун;

$z_H=1.8$ – коефіцієнт, що враховує форми спряжених поверхонь витків та зубців;

$z_e=0.75$ – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній у зачепленні;

$K_{H\beta}=1.02$ – визначено вище;

$K_{Hv}=1.25$ – коефіцієнт динамічного навантаження табл. 28.6, [8].

Питома колова розрахункова сила:

$$w_{H\beta} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_{H\beta} K_{Hv} = \frac{51}{14} 1.02 * 1.25 = 4.66 \text{ Н/мм.}$$

Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_k = z_m z_e z_H \sqrt{\frac{w_{H\beta}}{d_2}} = 215 * 1.8 * 0.75 \sqrt{\frac{4.66}{60}} = 80.89 \text{ МПа}$$

$$\sigma_k = 80.89 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H = 150 \text{ МПа.}$$

Розрахунок зубців черв'ячного колеса на втому при згині.

Розрахункові коефіцієнти:

$Y_F=1.40$ – коефіцієнт форми зуба, табл. 28.7, [8];

$Y_E=0.75$ – коефіцієнт нахилу зубів;

$Y_B=0.95$ – коефіцієнт перекриття зубів;

$K_{FB}=1.02$;

$$W_F t = 4.66 \text{ Н/мм.}$$

Розрахункове напруження згину:

$$\sigma_F = \frac{Y_F Y_E Y_B W_{Ft}}{m} = \frac{1.40 * 0.75 * .95 * 4.66}{1} = 4.6 \text{ МПа.}$$

Втомна міцність зубів при згинанні забезпечується, тому що розрахункове напруження менше від допустимого $[\sigma]_F=44.4 \text{ МПа}$;

$$\sigma_F = 4.6 \text{ МПа} \leq [\sigma]_F = 44.4 \text{ МПа.}$$

1.2.9 Розрахунок параметрів черв'ячної передачі.

Розміри елементів витків черв'яка та зубів колеса:

Висота головки витка черв'яка та зуба колеса:

$$h_a = m = 1 \text{ мм};$$

висота ніжки витка та зубця:

$$h_f = 1.2m = 1.2 \text{ мм};$$

висота витка та зубця:

$$h = 2.2m = 2.2 \text{ мм};$$

розрахункова товщина витка:

$$S = 0.5\pi m = 0.5 * 3.14 * 1 = 1.57 \text{ мм}.$$

Розміри витка черв'яка і черв'ячного колеса:

Ділильні діаметри:

$$d_1 = 16 \text{ мм}; d_2 = 60 \text{ мм};$$

діаметри вершин:

$$d_{a1} = 18 \text{ мм}; d_{a2} = 62 \text{ мм};$$

діаметри впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2.4m = 16 - 2.4 * 1 = 13.6 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.4m = 60 - 2.4 * 1 = 57.6 \text{ мм};$$

найбільший діаметр черв'ячного колеса:

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 1.5m = 62 + 1.5 * 1 = 63.5 \text{ мм};$$

довжина нарізної частини черв'яка:

$$b_1 \geq (11 - 0.06z_2)m = (11 - 0.06 * 60)1 = 14.6 \text{ мм};$$

приймаємо $b_1 = 20 \text{ мм};$

ширина вінця черв'ячного колеса;

$$b_2 = 14 \text{ мм};$$

міжосьова віддаль:

$$a_w = 0.5m(g + z_2) = 0.5 * 1(16 + 60) = 38 \text{ мм};$$

сили в зачепленні черв'ячної передачі:

$F_{t2}=F_{a1}=51 \text{ Н}$; радіальна сила на колесі рівна радіальній силі на черв'яку:

$$F_{r1}=F_{r2}=F_{t2}\operatorname{tg}\alpha=51\operatorname{tg}20^{\circ}=18 \text{ Н};$$

Осьова сила на колесі рівна осьовій силі на черв'яку:

$$F_{k1}=F_{a2}=F_{t2}\operatorname{tg}\gamma=51\operatorname{tg}3.5763=3.35 \text{ Н};$$

Рівнодійна колової та радіальної сили:

$$F = \sqrt{F_{k1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{3.35^2 + 18^2} = 18.3 \text{ Н};$$

Осьовий момент інерції перерізу черв'яка

$$I_0 = \frac{\pi d_f^4}{64} = \frac{3.14 * 15.6^4}{64} = 2907 \text{ мм}^4;$$

Відстань між опорами черв'яка:

$$l=0.8d_2=0.8*60=48 \text{ мм};$$

Розрахункова стрілка прогину черв'яка:

$$y = \frac{Fl^3}{48EI_0} = \frac{18 * 48^3}{48 * 2.1 * 10^5 * 2907} = 6.8 * 10^{-5} \text{ мм}; E=2.1 * 10^5 \text{ МПа};$$

допустима стрілка прогину:

$$[y]=0.01\text{м}=0.01 \text{ мм}.$$

2 Математичне моделювання процесу вимірювання лінійного переміщення з використанням ємнісного датчика

Завдання:

1. Сформувати залежність ємності від переміщення статичного поля по краях конденсатора.
2. Моделювати послідовні перетворення сигналу напруги в колі конденсатора з метою отримання даних про виміряне переміщення.
3. Побудувати S-модель опрацювання сигналу за допомогою мікросхеми AD589.
4. Розробити програмне забезпечення і провести дослідження в середовищі MATLAB-SIMULINK.

2.1 Математична модель ємнісного датчика

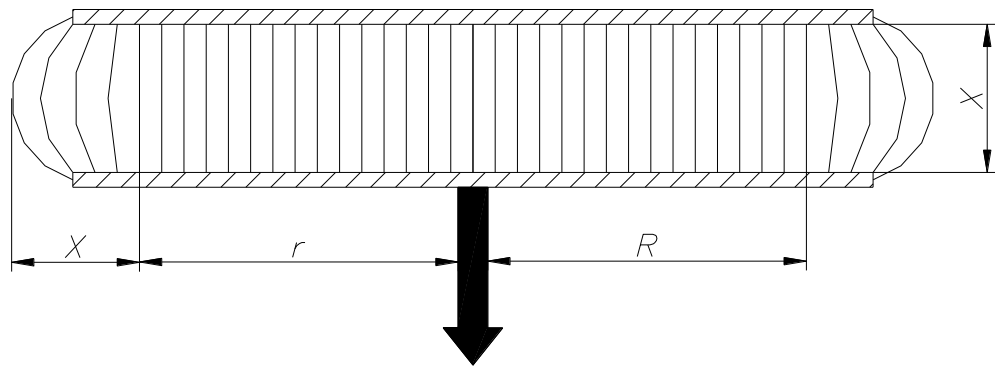


Рисунок 2.1 - Будова конденсатора

По краях конденсатора електростатичне поле розсіюється і по краях поле є неоднорідним, а значить у напрямку країв зменшується напруженість поля по краях обкладок .

Формула енергії конденсатора :

$$\begin{aligned}
W &= \frac{\varepsilon\varepsilon_0}{2} \left(\frac{1}{4\pi\varepsilon\varepsilon_0} \cdot \frac{q}{x^2} \right)^2 \pi(R-x)^2 x + \frac{\varepsilon\varepsilon_0}{2} \int_{K-\varphi}^K \left(\frac{qx}{4\pi\varepsilon\varepsilon_0 r^3} \right)^2 x \cdot 2\pi r dr; \\
W &= \frac{q^2}{32\pi\varepsilon\varepsilon_0} \cdot \frac{(R-x)^2}{x^3} + \frac{q^2}{32\pi\varepsilon\varepsilon_0} \int_{R-x}^R \frac{2x^3}{r^5} dr; \\
W &= \frac{q^2}{32\pi\varepsilon\varepsilon_0} \left(\frac{(R-x)^2}{x^3} - \left(\frac{x^3}{2r^4} \right) \Big|_{R-x}^R \right); \\
W &= \frac{q^2}{32\pi\varepsilon\varepsilon_0} \left(\frac{(R-x)^2}{x^3} + \frac{x^3}{2(R-x)^4} - \frac{x^3}{2R^4} \right); \tag{3}
\end{aligned}$$

Виводимо загальну формулу залежності ємності ємнісного перетворювача від переміщення штоку, з врахуванням розсіювання статичного поля по краях обкладок прирівнюючи формули (1) і (3) і провівши певні перестановки :

$$\begin{aligned}
\frac{q^2}{2c} &= \frac{q^2}{32\pi\varepsilon\varepsilon_0} \left(\frac{(R-x)^2}{x^3} + \frac{x^3}{2(R-x)^4} - \frac{x^3}{2R^4} \right); \\
C &= \frac{16\pi\varepsilon\varepsilon_0}{\frac{(R-x)^2}{x^3} + \frac{x^3}{2(R-x)^4} - \frac{x^3}{2R^4}}; \tag{4}
\end{aligned}$$

Для обчислення ємності ємнісного перетворювача з врахуванням неоднорідності статичного поля по краях обкладок кінцевою формулою є формула (4) .

Висновок: вплив неоднорідності статичного поля по краях обкладки конденсатора незначний $\pm 1\%$, що впливає після розрахунків із виведеної формули.

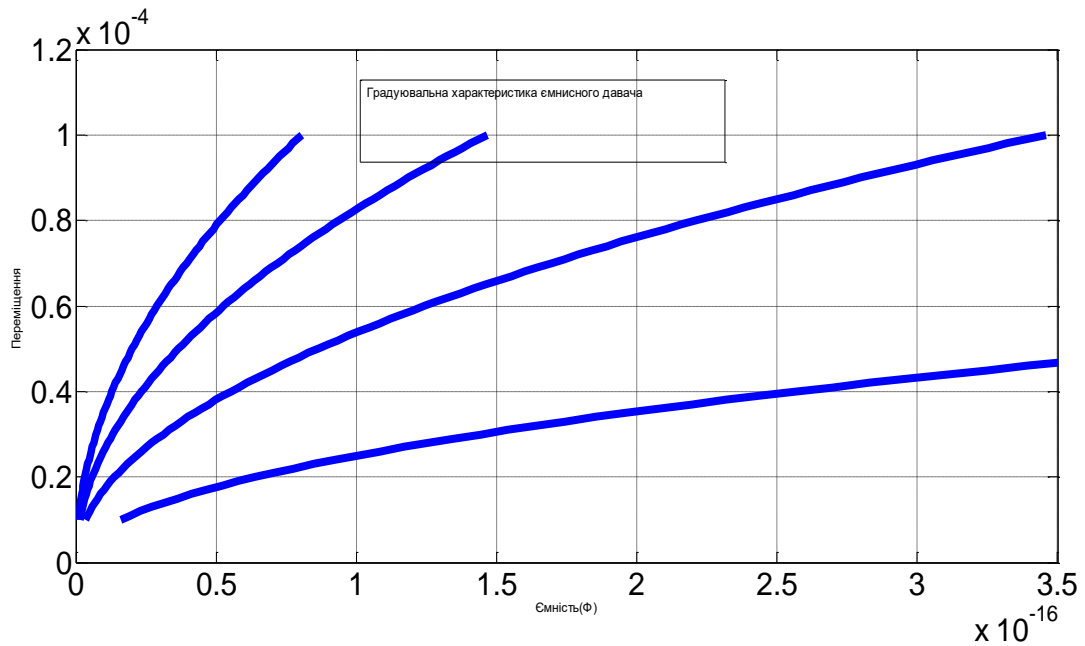


Рисунок 2.2 - Градувальна характеристики (d©) ємнісного датчика при різних геометричних розмірах конденсатора

2.2 Створення S-моделі обробки сигналу в AD598

Блок схему послідовності опрацювання сигналу з кола ємнісного давача показано на рисунку 2.3

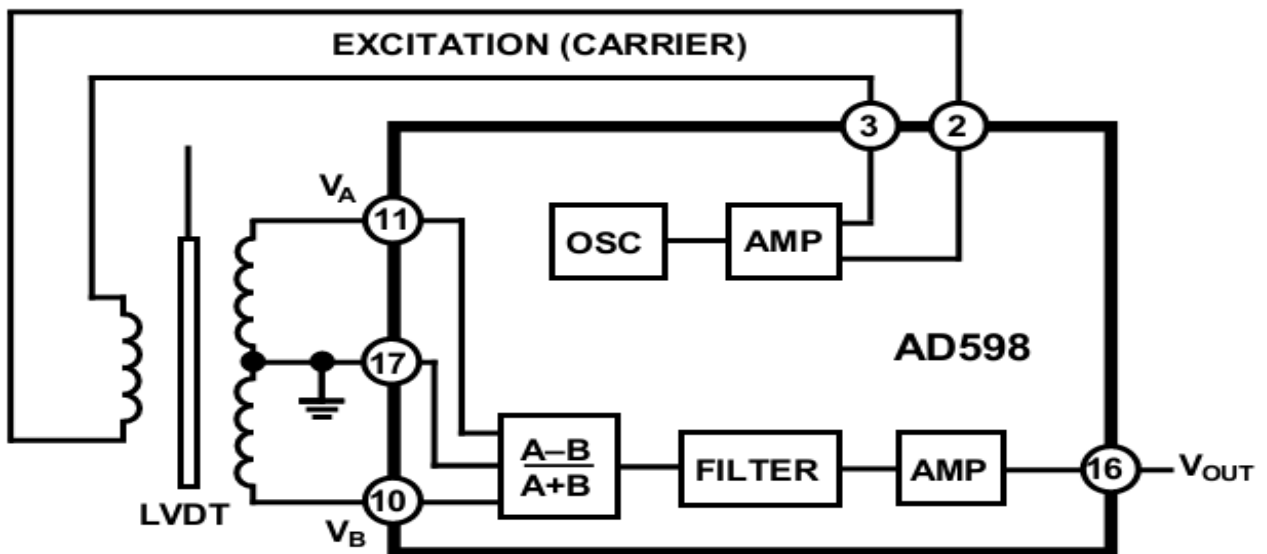


Рисунок 2.3 - Блок схема обробки сигналів (A,B) в AD589

На входи схеми подано сигнали A і B (рисунок 2.4)

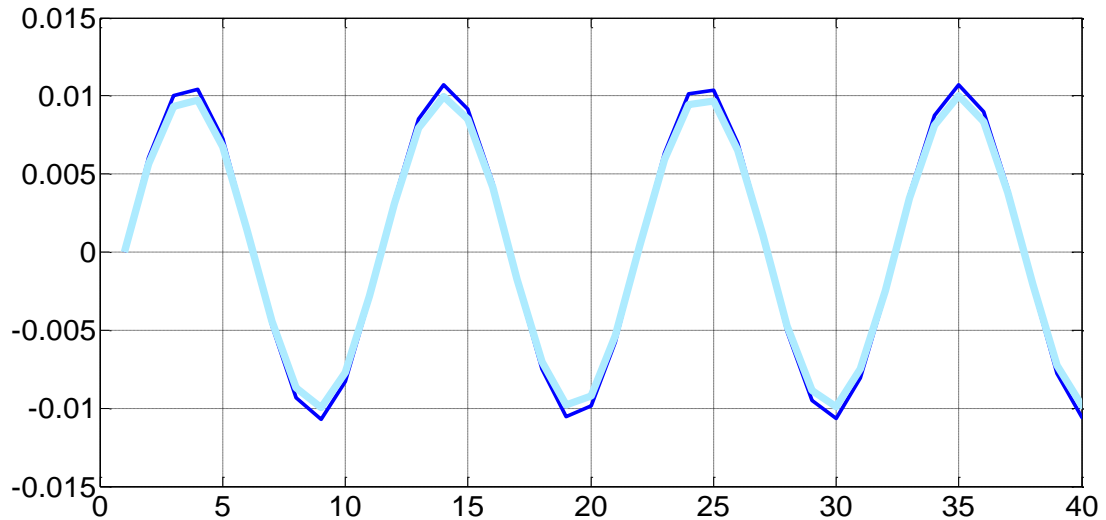


Рисунок 2.4 - Вхідні сигнали AD598 через несиметричність обмоток трансформатора.

Подальше опрацювання вхідних сигналів промодельовано на s-моделі в середовищі SYMULINK, яка показана на рисунку 2.5

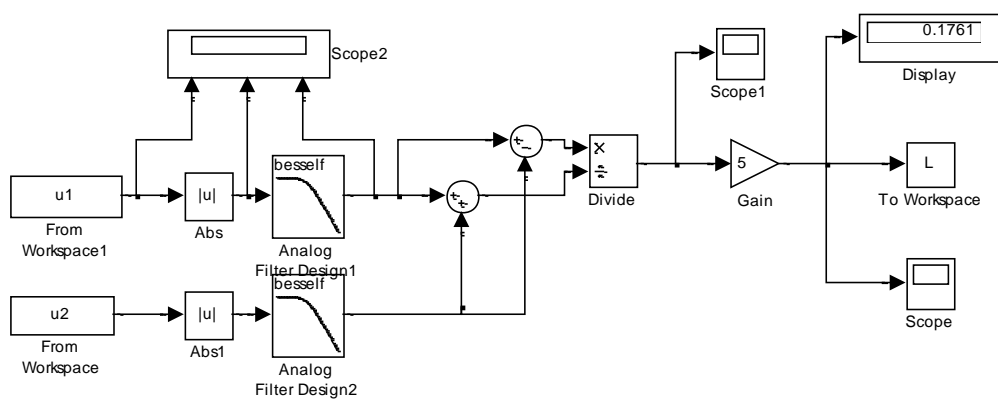


Рисунок 2.5 - S-модель проходження сигналу за допомогою AD589 (u1,u2- вхідні сигнали в середовищі МАТЛАБ і передані через блоки “From Workspace”)

Нижче приведені проміжні стадії перетворення вхідного сигналу в процесі опрацювання (рисунок 2.6,а,б,в) а також встановлення кінцевого значення, що відповідає виміряному переміщенню(рисунок 2.7)

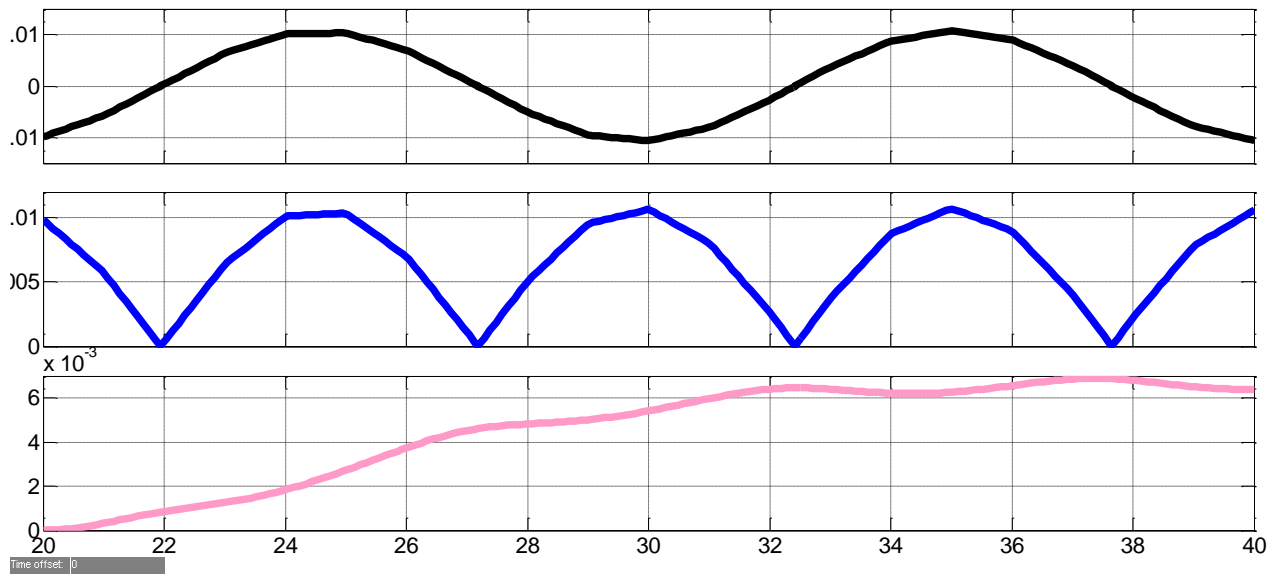


Рисунок 2.6 - Послідовність обробки вхідного сигналу в AD589: а) вхідний сигнал, б) сигнал після випрямлення , в) сигнал після проходження через фільтр

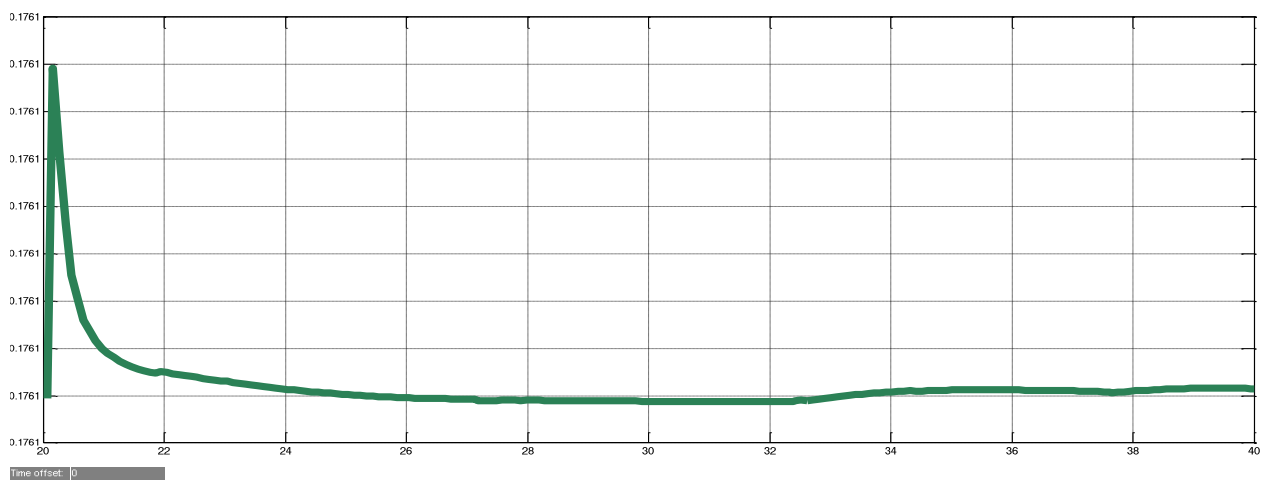


Рисунок 2.7 - процес вимірюваного переміщення на виході AD598 (дані блоку і дисплею візуалізації Score)

Вихідні дані для різних значень переміщення візуалізуються на дисплеї S-моделі, а також в супровідному програмному забезпеченні середовищі МАТЛАБ (рисунок 2.8)

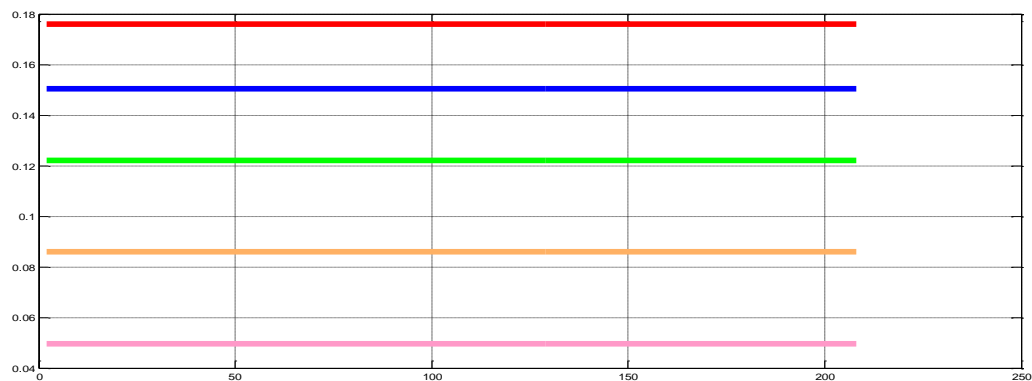


Рисунок 2.8 - Значення переміщення

Програмне забезпечення для побудови і дослідження градууювальної характеристики ємнісного давача (Рисунок 2.2)

```
clear all
e0=8.86e-12;
e=1;
for r=.5e-3:.5e-3:2e-3
x=[1e-5:1e-6:1e-4];
C=16*pi*e*e0./((r-x).^2. ./x./x./x+x.^3./((r-x)./(r-x)./(r-x)/2-x.^3/2/r^4)
plot(C,x)
hold on
end
grid
axis([0,3.5e-16,0,12e-5])
clear all
a0=.01;
i=1;
```

```
f1=0;
f2=0;
```

Супровідне програмне забезпечення для формування вхідного сигналу і візуалізації отриманих результатів S-моделі (Рисунок 2.4,Рисунок 2.8)

```
Program alosha;
```

```
Uses graph, crt;
```

```
Type tarr=array[1..5] of real;
```

```
Var Driver, Mode, k,m,I,x,j,E:integer;
```

```
    k1,n,d,k2,w,t,l,s,c,e:real;
```

```
    ch:char;
```

```
    text, text1:string;
```

```
    point:array[1..563] of PointType;
```

```
Begin
```

```
    Driver:=Detect;
```

```
    InitGraph(Driver, Mode, ‘’);
```

```
    If GraphResult<>0 then halt(0);
```

```
    Line(37,20,37,335);
```

```
    Line(37,335,600,335);
```

```
    Line(34,27,37,20);
```

```
    Line(37,20,40,27);
```

```
    Line(598,333,605,335);
```

```
    Line(605,335,598,337);
```

```
    Line(476,195,468,218);
```

```
    Line(466,165,435,200);
```

```
    Outtextxy(589,325,’x, mm’);
```

```
    Outtextxy(0,21,’C,F’);
```

```
    Outtextxy(170,15,’Графік залежності ємності C від переміщення’);
```

```
    Outtextxy(180,25,’          вимірювального штоку X.  ’);
```

```

Outtextxy(260,268,'E=0.5');
Outtextxy(260,210,'E=0.75');
Outtextxy(260,153,'E=1');
Outtextxy(260,210,'E=1.25');
Outtextxy(480,190,'Реальний графік');
Outtextxy(470,160,'Ідеальний графік');
Repeat
    W:=0.5;
    For j:=1 to 4 do begin
        T:=0.0017762;
        For i:=1 to 563 do begin
            Point[I].x:=37+1;
            S:=1.9625;
            C:=w*8.86*s/t;
            T:=t+0.0017762;
            K1:=3.55*c;
            Point[I].y:=335-k
        End;
        Drawpoly(563, point);
        W:=w+0.5;
    End;
    W:=0.5;
    For j:=1 to 4 do begin
        T:=0.0017762;
        D:=1;
        For i:=1 to 563 do begin
            Point[I].x:=37+i;
            S:=1.9625;
            C:=w*8.86*s/t;

```



```

        T:=(t+0.0017762)*d;
        D:=d-0.000001;
        K1:=2.55*c;
        K:=trunc(k1);
        Point[I].y:=335-k;
    End;
    Drawpoly(563, point);
    W:=w+0.5;
End;
X:=155; k:=64; m:=100; e:=0.0;
For I:=0 to 3 do begin
    Line(x,338,x,332);
    Str(m:4,text1);
    Outtextxy(0,331-k,text1);
    Line(34,335-k,41,335-k);
    K:=k+64
    E:=e+0.25
    Str(e:4:2,text);
    Outtextxy(x-15,340,text);
    X:=x+120
    M:=m+100;
End;
Ch:=readkey;
Until ch=#27;
CloseGraph;
End.

```

3. ЕЛЕКТРОННА ЧАСТИНА

3.1 РОЗРОБКА ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ

3.1.1 Вимоги до параметрів системи та функціональності

Метою є розробка системи керування автоматом для контролю осьових зазорів в кулькових підшипниках з діаметрами зовнішніх кілець від 20÷100 мм. Підвищити точність вимірювання при витратах на виготовлення дозволяє використанню сучасної бази та нових рішень. Розробка забезпечує відбракування деталей та збір автоматизованої вимірювальної інформації. Керувати приладом дозволяється в автоматичному та ручному режимі.

3.1.2 Опис принципу роботи і функціональна схема

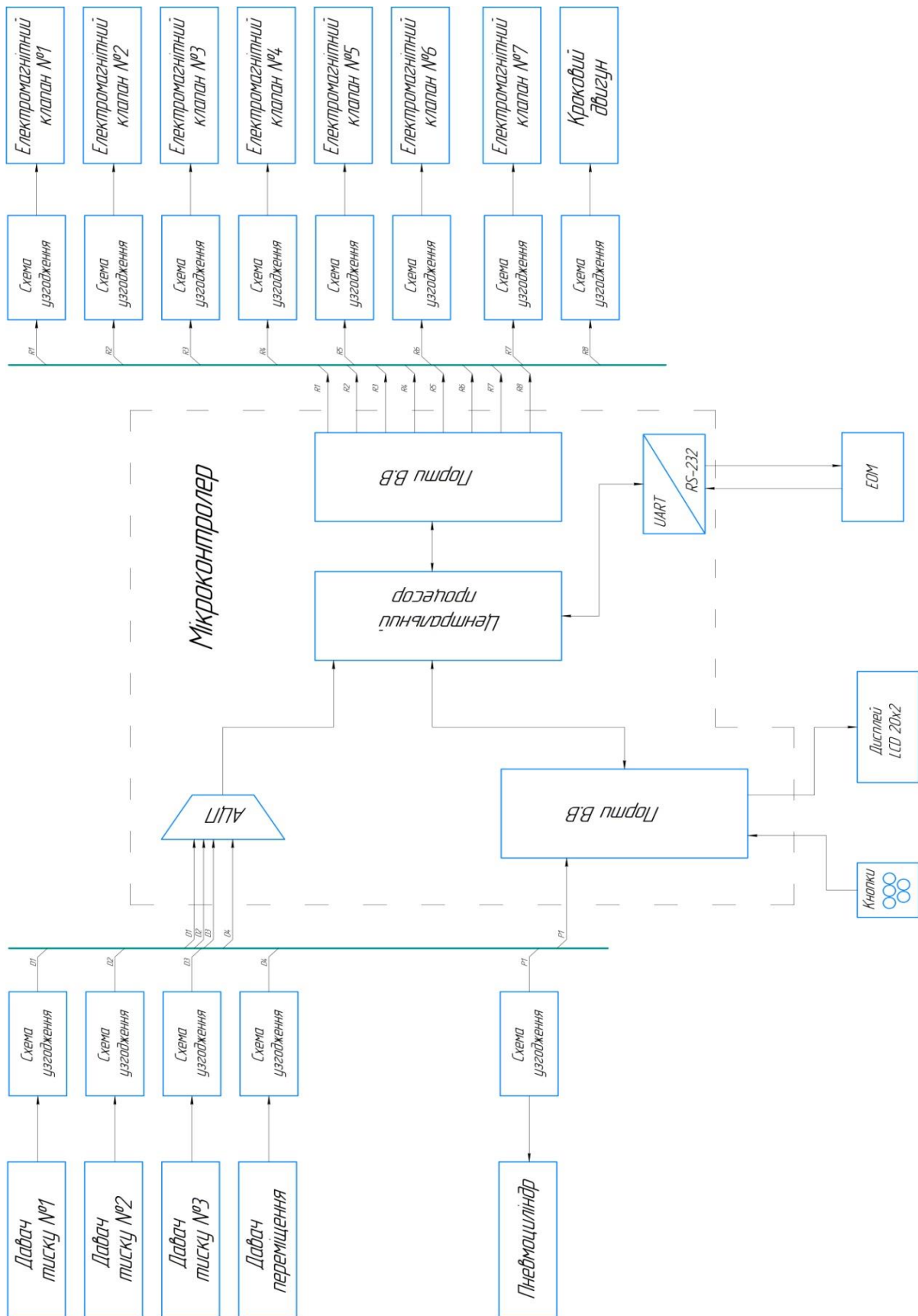


Рисунок 3.1 - Функціональна схема приладу

3.2 РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ

3.2.1 Підрахунок кількості виводів мікроконтролера

Щоб розрахувати кількість виводів мікроконтролера треба враховувати кількість пристроїв в автоматі для контролю осьових зазорів в кулькових підшипниках з діаметрами зовнішніх кілець від 20÷120 мм. та кількість виводів мікроконтролера для їхнього підключення. Робочими деталями є:

- індуктивний давач (1 шт.);
- датчик тиску (3 шт.);
- пневмоциліндр (1 шт.);
- електромагнітний клапан (7 шт.);
- кроковий двигун (1 шт.);
- клавіатура;
- LCD;
- UART.

Індуктивний давач спряжується через мікросхему AD 627 із одним виводом контролера.

Пневмоциліндри підключають через драйвер електромагнітного реле вивода контролера.

Датчик тиску з'єднується з АЦП через резистивний подільник та RC – фільтр з одним виводом контролера.

Електромагнітний клапан з'єднується через драйвер електромагнітного реле вивода контролера.

Кроковий двигун підключається через мікросхему драйвер L293D до чотирьох виводів контролера.

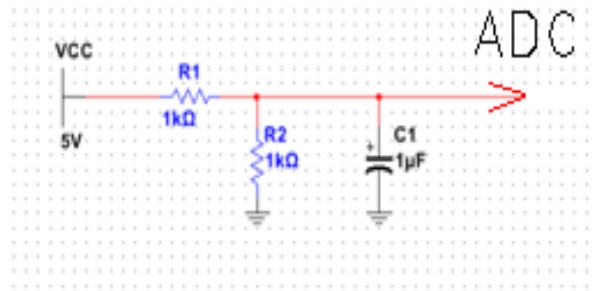


Рисунок 3.5 – Схема включення давача

3.2.2 Схема включення крокового двигуна

Рекомендована схема для біполярного крокового двигуна L293D [6], спосіб підключення якої приведено на рисунку 2.7. Побудований таким чином драйвер здатний керувати біполярним кроковим двигуном при під'єднанні спільного виводу до напруги живлення.

Керування кроковим двигуном здійснюється шляхом почергового ввімкнення його обмоток. Для кожного двигуна існує гранична частота перемикання перевищення якої приведе до пропускання кроків. Гранична частота обертання залежить від моменту опору двигуна та режиму роботи.

Драйвер схеми керування містить захисні діоди, рис. 2.8, які призначені для подавлення високої напруги, що виникає при перехідному процесі перемикання схеми.

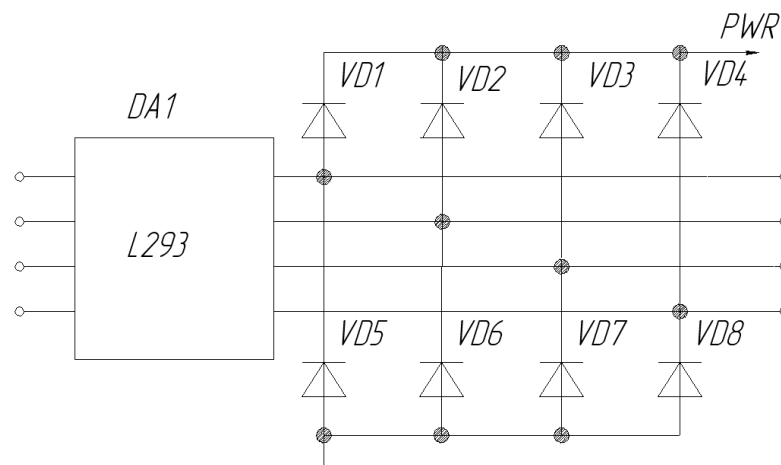


Рисунок. 3.8 – Схема підключення захисних діодів до схеми драйвера

Основною властивістю захисних діодів є:

- ✓ пікова зворотня напруга (максимальна робоча напруга, при якій протікаючи довгий період часу струм не викликає виходу із ладу діода);
- ✓ напруга пробою (значення напруги при якій відбувається різке збільшення струму, при чому швидкість збільшення струму перевищує швидкість збільшення напруги);
- ✓ напруга фіксації (максимальна напруга для нормалізованого максимального імпульсного пікового струму);
- ✓ піковий імпульсний струм (піковий струм в робочому режимі);
- ✓ прямий струм (максимальний піковий струм в прямому напрямку).

Захисні діоди вибираємо SS26 (рисунок 2.8):

Максимальна зворотня напруга: 60В;

Максимальний прямий струм: 2А;

Тип корпусу: SMA (DO-214AA).



Рисунок 3.9 – Діод SS16

3.2.3 Опис мікросхеми 74AC574

КМОП, восьми розрядний регістр,

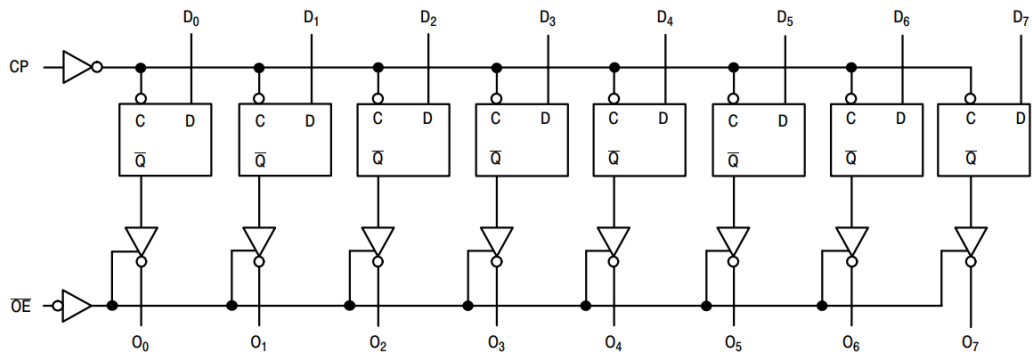


Рисунок 3.10 –Структура мікросхеми 74AC574

Таблица 3.2 Таблица истинности микросхеми 74AC574

Inputs			Internal	Outputs	Function
\overline{OE}	CP	D	Q	O_n	
H	H	L	NC	Z	Hold
H	H	H	NC	Z	Hold
H	\lceil	L	L	Z	Load
H	\lceil	H	H	Z	Load
L	\lceil	L	L	L	Data Available
L	\lceil	H	H	H	Data Available
L	H	L	NC	NC	No Change in Data
L	H	H	NC	NC	No Change in Data

H = HIGH Voltage Level
L = LOW Voltage Level
X = Immaterial
Z = High Impedance
 \lceil = LOW-to-HIGH Clock Transition
NC = No Change

3.3 Опис блоку керування і обробки вимірювальної інформації.

3.3.1.Блок керування

Блок керування установкою призначений для прийому інформації від давачів, обробки її та видачі керуючих сигналів на виконавчі механізми.

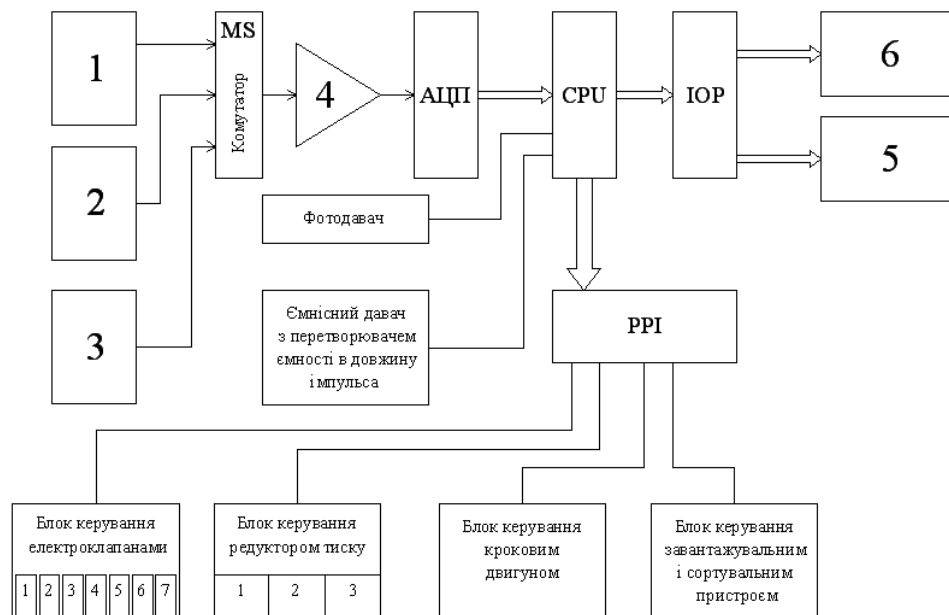


Рисунок 4.1. – Структурна схема системи.

На схемі такі позначення:

1, 2, 3 – давачі тиску;

4 – підсилювач;

5 – матриця клавіатури;

6 – блок індикації;

CPU – одно кристальна мікроЕОМ;

IOP – контролер клавіатури та індикаторів;

PPI – паралельно-послідовний інтерфейс.

Ядром блоку є ОМЕОМ 1816BE51, яка дозволяє проводити необхідні операції з даними та керувати пристроями. ОМЕОМ має перевагу над мікропроцесором в тому, що ОМЕОМ є завершеною структурною одиницею. Вона містить в собі таймер, пам'ять, порти вводу/виводу, систему обробки

переривань, генератор.

Характеристика ОМЕОМ 1816BE51 приведена в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. – Характеристика ОМЕОМ 1816BE51

Параметр	Значення
Кількість каналів вводу/виводу	4x8
Кількість ліній переривань	2
Тактова частота, МГц	12
Пам'ять даних, байт	128
Пам'ять програм, кбайт	4
Таймер/розрядність	2/16
Напруга живлення, В	5

3.3.2 Вибір давачів.

Ємнісний давач підключений до перетворювача ємності в змінну величину тривалості імпульсу. При поступленні вхідного сигналу C_{in} (2 вивід КР1006ВН1), ємнісний давач заряджається до певної напруги на протязі часу:

$$T=1.1RC_x.$$

В результаті цього формується імпульс тривалість якого і визначається формулою:

$$T=1.1 \cdot R \cdot C_x.$$

Зміна ємності C_x зумовлена зміною положення внутрішнього кільця підшипника, яка через вимірювальний стержень передається до ємнісного давача. Вихідний імпульс подається на вхід таймера T0 1816BE51, який відраховує кількість імпульсів за проміжок часу рівний довжині вхідного імпульса.

Крім ємнісного датчика також використовується стандартних три давачі тиску моделі МП22518 класу точності 0,6кодОКП421211074705 із значенням

вихідного сигналу на опорі 2000м – 1,0В при струмі 5,0 мА. Три давачі тиску підключаються по черзі до АЦП через комутатор 590КН6, в залежності від коду на вході комутатора (А0-А1).

3.3.3 Опис роботи

При допустимому вхідному сигналі для АЦП $\pm 2,5\text{В}$ коефіцієнт підсилення по напрузі операційного підсилювача має бути рівним $K_q=2,5$.

Для схеми приведеної на рисунку 4.2.

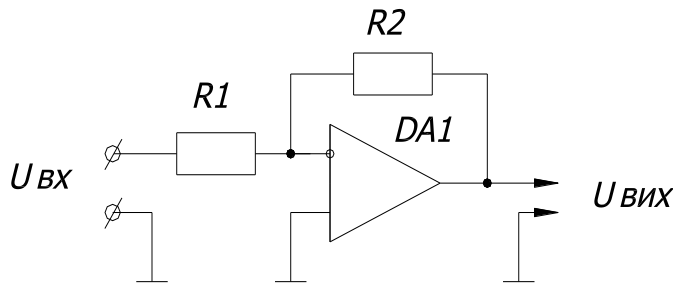


Рисунок 4.2. Схема операційного підсилювача.

$$K_q = \frac{R2}{R1} = 2.5 = \frac{25\text{кОм}}{10\text{кОм}}.$$

Фотодавач, який під'єднано до зовнішнього переривання int1 дає змогу оперативного реагування на наявність підшипника.

Управління кроковим двигуном здійснюється за допомогою чотирьох силових ключів під керуванням ОМЕОМ через РРІ 580ВВ55.

Регулювання тиску здійснюється з допомогою електродвигунів постійного струму, що керуються ОМЕОМ через РРІ з допомогою реверс них ключів.

Контролер клавіатури та індикації дає змогу виводити дані на індикатори та опитувати матрицю клавіатури. Він виконаний на мікросхемі К580ВВ79, яка запрограмована на режим виводу на 16 розрядний індикатор та опитувати матрицю клавіатури з перевіркою одночасного натискування декількох з них та

усунення вібрації контактів. Частота виводу на індикатори достатньо висока, тому для людського ока є непомітним момент переключення індикаторів, які працюють в схемі режиму динамічної індикації.

3.3.4 Вибір АЦП.

Для переведення аналогового сигналу від давача тиск у в цифровий вигляд використовують аналогово-цифровий перетворювач 1108ПВ2.

Таблиця 4.2. Характеристика АЦП 1108.

Параметри	Значення
Розрядність	12
Час перетворення, мкс	2
Нелінійність δ_2 , МР	± 1
Диф. нелінійність δ_{20} , МР	± 1
Напруга живлення, В	
U_{cc1}	+5
U_{cc2}	-6

3.3.5. Блок-схема роботи завантажувального механізму

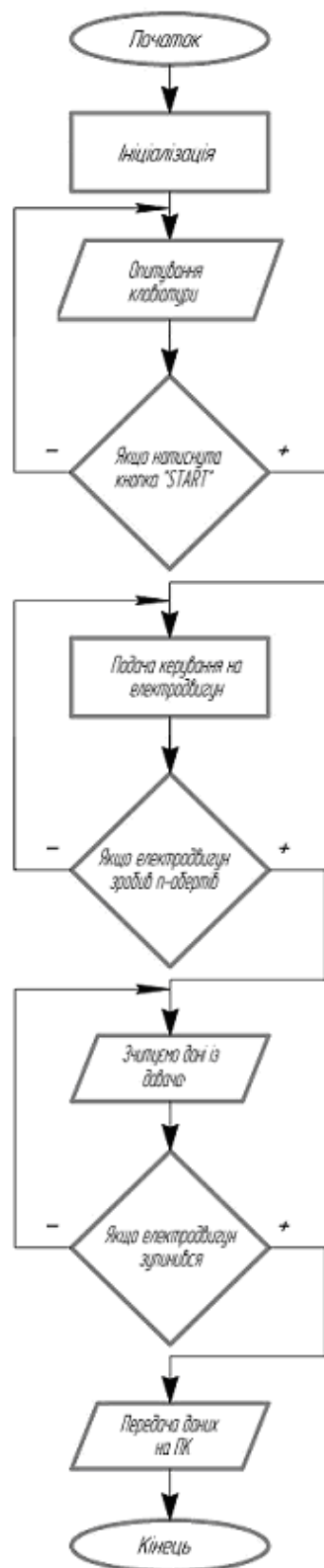


Рисунок 5.1 Блок-схема роботи завантажувального механізму.

Алгоритм роботи пристрою для завантаження зразків та почергової видачі їх на вимірювальну позицію наступний: при подачі живлення на пристрій, контролер виконує ініціалізацію всіх виконавчих пристроїв, та опитує стан клавіатури, якщо напруга на кнопці «Start» встановлюється в низький рівень, центральний процесор через порти вводу/виводу та драйвер приводить в рух двигун, якщо він зробив n -кількість обертів зчитуємо дані із давача переміщення. Якщо двигун зупинився, на ПК виводяться дані про вимірювання, дані передаються на персональний комп'ютер.

3.3.6 Розрахунок похибок

Пристрій для контролю осьового зазору в кулькових підшипниках приладних редукторів відноситься до приладів контролю тобто похибка приладу повинна бути дуже малою. Тому похибка вимірювання величин буде від точності перетворення її в електричний сигнал, що в свою чергу ставить досить жорсткі вимоги до вимірювального перетворювача ємності в тривалість імпульсу.

Для ємнісного датчика з чутливістю $\frac{\Delta C}{\Delta L} = 0.455 \frac{n\Phi}{мкм}$ похибка вимірювання

буде:

$$\delta_c = \frac{\Delta C}{C_N} 100\% = \frac{0.455}{455} 100\% = 0.1\% ;$$

де ΔC – поріг чутливості;

$C_N = C_{\max} - C_{\min} = 505 - 50 = 455$ пФ – діапазон вимірювання.

Похибка перетворення буде:

$$\delta_T = \frac{\Delta T_T}{\Delta T} 100\%$$

де $\Delta T_T = \pm 5 \cdot 10^{-7}$ с – похибка таймера процесора;

$\Delta T = 1,1 \cdot R \cdot r_N$;

де $R = 20$ Мом;

$$\Delta T = 1,1 * 20 * 10^6 * 455 * 10^{-12} = 1,001 * 10^{-3} \text{ с.}$$

Похибка перетворення буде:

$$\delta_T = \frac{5 * 10^{-7}}{1,001 * 10^{-3}} 100\% = 0,005\% .$$

Похибка резистора:

$$\delta_R = \frac{\delta_T}{1,1\delta_C} = \frac{0,005}{1,1 * 0,1} = 0,045\% .$$

Похибка вимірювального навантаження.

Поскільки вимірювальне зусилля створюється за рахунок енергії стиснутого повітря то необхідно з якою точністю задається необхідний тиск.

δ_{pi} – похибка тиску прижимного циліндра.

Тиск в цьому циліндрі на результати контролю фактично не має ніякого впливу і служить для утримання зовнішнього кільця підшипника в нерухомому стані при контролі. Похибка автоматично враховується в коефіцієнті запасу тиску який підводиться до циліндра.

$\delta_{p2} = \delta_{p3}$ – похибка в вимірювальних циліндрах

$$\delta_{p2} = \sqrt{\delta_{он}^2 + \delta_{д}^2 + \delta_{лцп}^2}$$

де $\delta_{д}$ – похибка датчика тиску, з технічних характеристик датчика $\delta_{д} = 0,6\%$;

$\delta_{лцп}$ – похибка АЦП;

$$\delta_{АЦП} = \delta_{кв} + \delta_{н} + \delta_{дн};$$

де $\delta_{кв} = \pm 1/2 \text{ МР}$ – похибка квантування;

$\delta_{н} = \delta_{дн} = \pm 1/2^п * 100\%$ - похибка не лінійності та диф. Не лінійності;

$$\delta_{АЦП} = \pm 1/2^п * 100\% * (1/2 + 1 + 1) = \pm 2,5/2^п * 100\%;$$

де п – розрядність АЦП.

При п=10 $\delta_{АЦП} = \pm 0,24\%$

$$п=12 \quad \delta_{АЦП} = \pm 0,061\%$$

$\delta_{оп} = \delta_{к} + \delta_{п}$ – похибка операційного підсилювача;

де $\delta_k = \frac{\delta_{R1}}{\delta_{R2}}$ - похибка коефіцієнта підсилення, можна значно скоротити підібравши використані опора, опір яких підібрати з допомогою магазину опорів високої точності;

δ_{Π} – похибка нестабільності підсилювача, $\delta_n = \frac{e_{zm}}{\Delta_u} 100\%$;

де e_{zm} – напруга зміщення, $e_{zm} = \Delta e_{zmt} * \Delta_t$;

$\Delta e_{zmt} = 1,3 * 10^{-6}$ В – температурний дрейф “0”

$\Delta_t = \pm 10^0$ С – похибка температури

$$\delta_n = \frac{\Delta e_{zmt} * \Delta_t}{\Delta_u} 100\% = 0.0026\%$$

$$\delta_{оп} = 0,01\% + 0,0026\% = 0,0126\%.$$

Загальна похибка вимірювання тиску буде:

$$\delta_{p2} = \sqrt{0.0126^2 + 0.6^2 + 0.0061^2} = 0.603\% .$$

Розглянемо вплив похибки тиску на вимірювальне зусилля, яке створює поршень.

Для прикладу візьмемо $p = 194,92$ кПа; робоче зусилля від цього тиску $F = 310$ Н.

$$p' = \frac{p * 0.603\%}{100\%} = 1.75 \text{ кПа};$$

$$F' = \frac{F * 0.603\%}{100\%} = 1.86 \text{ Н}.$$

Як бачимо похибка від тиску становить $\pm 1,75$ кПа, яка викликає похибку робочого зусилля $\pm 1,86$ Н. Зусилля $F = 1.86$ Н значного впливу на точність вимірювання не вкладає оскільки робоче зусилля в 16 разів більше ніж дана похибка.

4 ОБҐРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

4.1 Характеристика технічного рівня проектного пристрою для контролю осевого зазору в кулькових підшипниках приладних редукторів

Таблиця 4.1 – Показники технічного рівня і якості проектного пристрою

Показники	Знищення показника		Одиниця показника
	Проектован. пристрою	Змінюван. взірця	
1.Ймовірність безвідказної роботи.	0,95	0,95	
2.Серійний час безвідказної роботи.	20000	18000	год.
3.Теплостійкість.	40 ⁰	40 ⁰	С
4.Холодостійкість.	-30 ⁰	-30 ⁰	С
5.Вологостійкість.	95	94	%
6.Коефіцієнт використання типових технологічних процесів.	0,87	0,9	
7.Маса.	50	70	кг

Розраховуємо комплексний показник якості проектного пристрою за формулою:

$$P_K = \sum_{i=1}^n K_i D_i ;$$

де P_K – комплексний показник якості;

K_i – відносні показники якості, визначені співставленням числових значень одиничних показників якості проектного і змінюваного пристрою;

D_i – коефіцієнти вагомості і-го виробництва, який визначає відносну якість його значимість.

$$\sum_{i=1}^n D_i = 1$$

Для показників визначаємо P_{Ki}

1. $P_{K1} = 1 * 0,14 = 0,14$;
2. $P_{K2} = 0,9 * 0,1 = 0,09$;
3. $P_{K3} = 0,7 * 0,1 = 0,07$;
4. $P_{K4} = 1,01 * 0,05 = 0,05$;
5. $P_{K5} = 1 * 0,4 = 0,04$;
6. $P_{K6} = 0,96 * 0,15 = 0,14$;
7. $P_{K7} = 1,15 * 0,45 = 0,52$.

Комплексний показник якості буде рівний:

$$P_K = \sum_{i=1}^7 P_{Ki} = 0,14 + 0,09 + 0,07 + 0,06 + 0,04 + 0,14 + 0,52 = 1,06.$$

4.2 Визнаємо трудомісткість і обсяг робіт конструкторської підготовки виробництва

Величину трудових затрат розраховують в розробці етапів конструкторської підготовки виробництва. До них відносять: технічне завдання, технічну пропозицію, ескізний проект, розробку робочої документації.

Трудомісткість окремого етапу конструкторської підготовки визначається за формулою:

$$T_{Ki} = N_{чк} O_{п} K_{с} K_{г} K_{ф};$$

де T_{Ki} – трудомісткість окремого етапу виконання конструкторської підготовки.

$N_{чк}$ – норма часу за одну облікову одиницю конструкторської підготовки на 1 деталь і-того вузла в залежності від ступеня складності і новизни цього вузла;

$O_{п}$ – об'єкт конструкторської підготовки;

$K_{с}$ – коефіцієнт серійності виробництва проектуючи виборів;

$K_{г}$ – коефіцієнт габаритності в залежності від маси проектуєчих

конструкцій;

K_{Φ} – величина поправочних коефіцієнтів при невідповідності фактичних і нормативних форматів технічної документації.

Вибираємо групу “Б” новизни конструкторських робіт, вузлів, групу складності конструюючи об’єктів – 2, групу складності вузлів – 2; групу складності деталей – 2.

Трудовістість технічного завдання:

$$H_{\text{ЧК}} = 33,3; O_{\text{П}} = 3 \cdot A4; K_{\text{С}} = 1; K_{\text{Г}} = 1; K_{\Phi} = 1.$$

$$T_{\text{Р1}} = 3 \cdot 33,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 99,9 \text{ – людино-годин};$$

Трудовістість ескізного проекту:

$$H_{\text{ЧК}} = 204; O_{\text{П}} = 2A1; K_{\text{С}} = 1; K_{\text{Г}} = 1; K_{\Phi} = 1$$

$$T_{\text{КЗ}} = 204 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 408 \text{ людино годин.}$$

Трудовістість механічного проекту:

$$H_{\text{ЧК}} = 2; K_{\text{С}} = 1,7; K_{\text{Г}} = 1;$$

$$D_{\text{УМ}} = \sum DK_{\text{П}};$$

де – кількість умовних деталей;

D – число деталей кожного виду;

$K_{\text{П}}$ – коефіцієнт переводу в умовні деталі;

$D_1 = 4$ – число оригінальних деталей;

$$K_{\text{П1}} = 1; K_{\text{П2}} = 1;$$

$D_2 = 12$ – число уніфікованих вузлів;

$$D_{\text{УМ}} = 4 \cdot 1 + 12 \cdot 1 = 16;$$

$$T_{\text{КЧ}} = 2 \cdot 16 \cdot 1,7 \cdot 1 = 54,4 \text{ людино-годин.}$$

Трудовістість розробки робочої документації:

$$H_{\text{ЧК}} = 2,6; D_{\text{УМ}} = 16; K_{\text{С}} = 1,8; K_{\text{Г}} = 1.$$

$$T_{\text{К5}} = 2,6 \cdot 16 \cdot 1,8 \cdot 1 = 74,88 \text{ людино-годин.}$$

Результати розрахунку трудовістісті конструкторської підготовки заносимо в таблицю 4.2.

Таблиця 4.2 – Розрахунок конструкторської підготовки виробництва

Стадії проектування	Кількість облікових одиниць	Норма часу на одну облікову одиницю люд./год.	Трудомісткість загального обсягу робіт люд./год.
Технічне завдання	3*А4	33,3	99,9
Технічна пропозиція	2*А4	106	212
Ескізний проект	2*А1	204	408
Робоча документація	Д _{ум} = 16	2,6	74,88
Технічний проект	Д _{ум} = 16	2	54,4
Всього разом по КПВ			849,18Д _{ум} = 16

4.3 Визначення трудомісткості і обсягу робіт технологічної підготовки виробництва

Встановлено такі етапи технологічної підготовки виробництва, розробка укрупненої технології оснащення, виготовлення оснащення.

Трудомісткість технологічної підготовки виробництва в розрізі окремих етапів визначають за формулою:

$$T_{MI} = N_{чм} N_{д};$$

де T_{MI} – трудомісткість технологічної підготовки виробництва по і-тому етапі;

$N_{чм}$ – норма часу на проектування технологічного процесу виготовлення однієї деталі;

$N_{д}$ – кількість найменувань деталей.

Результати трудомісткості технологічної підготовки зведено в таблицю 4.3.

Таблиця 4.3 – Розрахунок трудомісткості технологічної підготовки виробництва

Етапи технологічної підготовки виробництва.	Кількість облікових одиниць, N_g , шт.	Норма часу на одну облікову одиницю $H_{чм}$, люд./год.	Трудомісткість загального обсягу робіт T_i , люд./год.
Розробка маршрутної технології	45	1,8	81
Розробка укрупненої технології	45	5,3	238,5
Розробка операційної технології	45	16,9	760,5
Конструювання оснащення	45	13,2	594
Виготовлення оснащення	45	34,7	1561,5

4.4 Розрахунок затрат на виготовлення пристрою для контролю осового зазору в кулькових підшипниках приладних редукторів

Затрати на виробництво нового пристрою за розрахунковий період визначається:

$$Z_{вч} = \sum_{t_n}^{t_K} Z_{нет} K_{np} t;$$

де $Z_{нвт}$ – поточні витрати на виробництво припаду в t-ому році, включаючи амортизаційні відрахування;

$K_{\text{пр}}$ – коефіцієнт пропорційності.

Так, як проектується новий пристрій, що впроваджується у виробництво, то коефіцієнт пропорційності $K_{\text{пр}} = 1$.

Формула буде мати вигляд:

$$Z_{\text{вч}} = \sum_{i=1}^n Z_{\text{нв}i} ;$$

де $Z_{\text{нв}i}$ – поточні витрати по варіантах калькуляційних статей.

Розраховуємо поточні витрати конкретно для кожної калькуляційної сталі.

Затрати на сировину і матеріали розраховується на основі норм їх витрат і відповідних їм оптових цін.

$$M_3 = \sum_{i=1}^n H_{\text{Mi}} C_{\text{oi}} ;$$

де M_3 – затрати на сировину і матеріали;

H_{Mi} – норми затрат і-тих сировин і матеріалів;

C_{oi} – оптова ціна за одиницю витрат і-тих сировин і матеріалів.

Із знайденої суми знайдемо вартість повернутих витрат на відходи і транспортно-заготівельні витрати (відповідно 2-3% і 6-10%).

Розрахунок купованих напівфабрикатів, деталей і виробів проводиться так:

$$K_{\text{нд}} = \sum_{i=1}^n H_i C_{\text{Hi}} ;$$

де $K_{\text{нд}}$ – вартість купованих напівфабрикатів, деталей виробів;

H_i – кількість і-тих купованих напівфабрикатів і деталей;

C_{Hi} – оптова ціна одиниці і-тих купованих напівфабрикатів і деталей, грн.;

Таблиця 4.4 – Визначення величини витрат на сировину і матеріали

Найменування матеріальних ресурсів	Одиниця виміру	Норма витрат на виготовлення	Ціна за одиницю, грн.	Величина відходів, грн.	Витрати матеріалів і сировини, грн..	Витрати сировини і матеріалів без відходів, грн..	Транспортно заготовельні витрати, грн..	Загальна сума витрат на сировину і матеріали, грн..
Сталь 65Г	кг	2	0,80	0,04	1,6	1,56	0,1	1,66
Сталь 45	кг	5	0,65	0,1	3,25	3,15	0,19	3,34
Сталь 30	кг	0,5	0,60	0,05	0,30	0,25	0,02	0,27
Чавун СЧ-18	кг	10	0,50	0,15	5	4,85	0,29	5,14
Бронза Бр ОЦС 4-4-17	кг	04	0,52	0,05	0,21	0,16	0,01	0,17
Алюміній АЛ-2	кг	04	0,9	0,02	0,36	0,34	0,02	0,36
Пластмаса	кг	1	0,7	0,04	0,7	0,76	0,04	0,7
Разом				0,45	11,42	10,97	0,67	11,64

Розрахункова вартість купованих напівфабрикатів і деталей збільшується на величину транспортно-заготівельних витрат в розмірі 6-10% від преїскурантної вартості.

Результати розрахунку витрат на куповані напівфабрикати і деталі зводяться у таблицю 4.5.

Таблиця 4.5 – Розрахунок витрат на куповані напівфабрикати і деталі

Найменування комплектуючих виробів	Кількість, шт..	Ціна за одиницю, грн..	Сума, грн.	Транспортна заготівля витрати, грн.	Заг. Витрати на купівлю напівфабрикатів і деталей, грн.
1	2	3	4	5	6
Болт М12	4	0,10	0,40	0,03	0,43
Болт М10	24	0,09	2,16	0,14	2,32

Болт М8	32	0,08	2,56	0,18	2,74
Болт М6	54	0,08	4,32	0,31	4,63
Гайка М12	8	0,10	0,80	0,06	0,86
Гайка М10	16	0,09	1,44	0,10	1,54
Гайка М8	26	0,08	2,08	0,15	2,23
Гайка М6	34	0,08	2,72	0,19	2,91
Шайба 12	8	0,05	0,40	0,03	0,43
Шайба 10	16	0,05	0,80	0,06	0,86
Шайба 8	26	0,04	1,04	0,08	1,12
Шайба 6	34	0,04	1,36	0,10	1,46
Гвинт БМ4-6д10	8	0,12	0,96	0,07	1,03
Гвинт БМ4-6дх8	6	0,10	0,60	0,05	0,65
Гвинт БМ4-6дх6	6	0,10	0,60	0,05	0,65
Гвинт	8	0,10	0,80	0,06	0,86
Кільце 1А20	1	0,10	0,10	0,01	0,11
Шпилька М10=6дх120.582	1	0,15	0,15	0,01	0,16
Підшипник 104	2	0,70	1,40	0,10	1,50
Кільце 1А30	1	0,11	0,11	0,01	0,12
Кільце 2Б42	1	0,10	0,10	0,01	0,11
Підшипник 106	2	1,20	2,40	0,17	2,57

1	2	3	4	5	6
Підшипник 29	2	0,80	1,60	0,11	1,71
Підшипник 103	3	0,70	2,10	0,15	2,25
Шпонка	1	0,10	0,10	0,01	0,11
Штифт	4	0,05	0,20	0,02	0,22

Швелер	12	0,95	11,80	0,8	12,60
Ланцюг	1	1,50	1,50	0,11	1,61
Двигун	1	12,00	12,00	0,84	12,84
Двигун	1	20,00	20,00	1,40	21,40
Пневмоцилірон	3	15,00	45,00	3,15	48,15
Конденсатор	12	0,30	3,60	0,25	3,85
Кварц	1	0,80	0,80	0,06	0,86
Мікросхема	18	2,00	36,0	2,52	38,52
Кнопка	20	0,25	5,00	0,35	5,35
Резистор	64	0,10	6,40	0,45	6,85
Транзистор	19	0,7	13,30	0,93	14,23
Діод	12	0,15	1,80	0,13	1,93
Датчик ємнісний	1	2,00	2,00	0,14	2,14
Разом					204,05

4.5 Визначення поточних витрат по експлуатації пристрою

Величина поточних витрат за весь термін служби пристрою складається з таких складових:

$$П_{зе} = \sum_{i=1}^t (З_{МОІ} + З_{МДІ} + З_{ЗПІ} + З_{ЕІ} + З_{РІ} + З_{ПІ} + З_{БІ} + З_{ПІІ} + З_{ДПІ});$$

де $З_{МОІ}$ – витрати на основні матеріали в i -тому році служби установки, грн.;

$З_{МДІ}$ – витрати на допоміжні матеріали в i -тому році служби пристрою, грн.;

$З_{ЗПІ}$ – витрати на основну і додаткову зарплату з нарахуванням в i -тому році служби пристрою, грн.;

$З_{ЕІ}$ – витрати по всіх видах енергії, як самого пристрою, так і технологічного процесу, де застосовується пристрій, грн.;

Z_{PI} – витрати на ремонт пристрою і самого технологічного процесу, обладнання, грн.;

Z_{II} – витрати на інструмент, який використовується для обробки вимірювання;

Z_{BI} – витрати від браку, грн.;

Z_{PII} – витрати на періодичні перевірки і наладки пристрою, грн.;

Z_{UMI} – умовно-постійні витрати, грн.;

t – термін служби пристрою, роки, $t = 5$ років.

Експлуатація пристрою потребує лише періодичного змащування кінематичні вузлів в незначних кількостях, тому Z_{MD} і Z_{MO} не враховуємо. Враховуємо витрати на основну і додаткову зарплату з нарахуваннями з формули:

$$Z_n = \frac{t_6}{60} T_{ei} (1 + K_{do}) (1 + K_{da}) (1 + K_{vz}) P;$$

де t_6 – час однієї вимірювальної трудової дії, хв.;

$$t_6 = 0,15 \text{ хв.};$$

T_{ei} – година тарифна ставка робітника і-того розряду, грн.; $T_{ei} = 0,75 * 1,35 = 1$ грн.;

K_{do} – коефіцієнт доплат, що входять до основної зарплати, $K_{do} = 0,4$;

K_{da} – коефіцієнт додаткової зарплати, $K_{da} = 0,2$;

K_{vz} – коефіцієнт нарахування на зарплату, $K_{vz} = 0,475$;

P – річна продуктивність установки, $P = 350000$ шт/рік;

$$Z_n = \frac{0,15}{60} * 1 * (1 + 0,4) (1 + 0,2) (1 + 0,475) 350000 = 2168,25 \text{ грн.}$$

Вираховуємо витрати на енергію за формулою:

$$Z_c = M \frac{t_6}{60} Pa;$$

де M – потужність споживання установки, кВт;

$$M = 0,8 \text{ кВт};$$

t_6 – час вимірювання, хв., $t_6 = 0,2$ хв.;

a – тариф за одну кіловат-годину, грн..;

$a=0,25$ грн./кВт.;

$$Z_c = 0,8^{0,2/60} * 0,25 * 350000 = 233,33 \text{ грн..};$$

Витрати на ремонт установки по роках:

$Z_{p1}=6$ грн.; $Z_{p2}=11$ грн.; $Z_{p3}=18$ грн.; $Z_{p4}=32$ грн.; $Z_{p5}=53$ грн.

Розрахунок на ремонт технологічного обладнання, інструмент, який використовується для обробки і вимірювання, а також витрати від браку для пристрою не проводимо.

Витрати на періодичні і наладки визначимо за формулою:

$$Z_n = H_{пл} Z_{пл};$$

де $H_{пл}$ – кількість перевірок установки протягом 1 року, $H_{пл}=12$ раз;

$Z_{пл}$ – величина витрат на одну перевірку, $Z_{пл}=6$ грн.;

$$Z_{п}=12*6=72 \text{ грн.}$$

Умовно-постійні витрати включають в себе (в %) від основної і додаткової зарплати:

- витрати на утримання і експлуатацію пристрою;
- цехові (загально виробничі) витрати;
- заводські витрати;
- інші виробничі витрати.

$$Z_{yn} = 2168,25(2 + 1,6 + 2,1 + 0,01) = 12380,71 \text{ грн.};$$

$$P_{zc} = (2168,25 + 233,33 + 72 + 12380,71) * 5 + 6 + 11 + 18 + 32 + 53 = 74391,45 \text{ грн.}$$

4.6 Визначення лінійної ціни нового пристрою

Лінійна ціна – це максимальна оптова ціна, яка відповідає певним техніко-економічним параметрам нового пристрою, відображає покращення його споживчих властивостей в порівнянні із взірцем що змінюється і зацікавлює споживача нового пристрою в його використанні.

Лімітна ціна визначається за формулою:

$$Ц_{л} = C_{nm} + П_{н} ;$$

де $Ц_{л}$ – лінійна ціна нового пристрою, грн..;

C_{nm} – максимальний рівень собівартості нового пристрою;

$П_{н}$ – нормативне значення прибутку.

Максимальний рівень повної собівартості нового пристрою визначається за формулою:

$$C_{nm} = 0,85 * C_{nn} П_{к} ;$$

де C_{nn} – повна собівартість пристрою зразка, який замінюється новим пристроєм, грн..;

0,85 – нормативний коефіцієнт відносного здешевлення оптових цін на одиницю кінцевого корисного ефективу;

$П_{к}$ – комплексний показник якості, $П_{к}=1,15$.

$$C_{nn} = 0,85 * 1789,86 * 1,15 = 1749,59 \text{ грн.}$$

Нормативна величина прибутку на новий пристрій приймається рівною 15% від повної собівартості і визначається за формулою:

$$П_{н} = C_{н} * 0,15 ;$$

де $C_{н}$ – повна собівартість пристрою, грн..

$$П_{н} = 1639,06 * 0,15 = 245,86 \text{ грн..}$$

$$Ц_{л} = 1749,59 + 245,86 = 1995,45 \text{ грн..}$$

4.7 Визначення економічного ефекту

Визначення економічного ефекту від виробництва і експлуатації пристрою проводимо за допомогою формули:

$$E_{ec} = E_{в} + E_{е} ;$$

де $E_{в}$ – економічний ефект від виготовлення нового пристрою;

$E_{е}$ – економічний ефект від експлуатації, грн.

В свою чергу економічний ефект від виготовлення пристрою визначається за формулою:

$$E_e = (C_n - Z_{нпр}) - (C_б - Z_{бвр}),$$

де $C_n, C_б$ – ціни проектного і базового варіанту відповідно, грн.;

$Z_{нвр}, Z_{бвр}$ – витрати на виготовлення проектного і базового варіантів відповідно, грн.

$$E_e = (1995,45 - 1639,06) - (1870 - 1789,86) = 275,65 \text{ грн.}$$

Розрахуємо економічний ефект від експлуатації пристроїв за формулою:

$$E_e = Z_{енр}^б \left(\frac{T_{e1}}{T_{e2}} \right) - Z_{енр}^н;$$

де $Z_{енр}^б, Z_{енр}^н$ - витрати поточні і разові по експлуатації заміненої і нової установки, за весь розрахунковий період, приведений до розрахункового року;

T_{e1}, T_{e2} – терміни служби відповідно заміненого і нового пристрою, роки.

Для нового пристрою термін служби визначаємо за формулою:

$$T_{c2} = \frac{[100(P_e + B_d * L_e)]}{(P_e * H_a)};$$

де P_e – поточна вартість пристрою, грн.;

B_d вартість демонтажу, грн., $B_d=44$ грн.;

L_e – залишкова вартість пристрою, грн.;

$L_e=48$ грн

H_a – норма амортизаційних відрахувань, $H_a=0,09$;

$$T_{c2} = \frac{[100(462,61 + 44 - 48)]}{(462,61 * 0,09)} = 1101 \text{ дн.}$$

$$T_{c2} = 1101 / 240 \approx 5 \text{ років};$$

$$E_c = 85175,73 * \frac{5}{5} - 74391,45 = 10784,28 \text{ грн.}$$

$$E_{вге} = 275,65 + 10784,28 = 11059,93 \text{ грн.}$$

Таблиця 4.8 – Техніко-економічні показники

Показники	Одиниці вимірювання	Показники		Результати
		Базового варіанту	Проектів. варіанту	
Термін служби	Роки	5	5	0
Оптова ціна	грн.	1540,17	1995,45	455,38
Приведені витрати на виготовлення	грн.	1789,86	1639,06	150,8
Приведені поточні експлуатаційні витрати	грн.	85175,73	74391,45	10784,28
Приведена залишкова вартість	грн.			
Економічний ефект	грн.		11059,93	

4.8 Складання сіткового графіка технічної підготовки виробництва

Основним плановим документом в системі СПУ є сітковий графік, що являє собою інформаційно-динамічний модель, в якій зображаються зв'язки і результати всіх робіт, необхідний для досягнення кінцевої мети розробки.

При побудові сіткового графіка виконання робіт позначають стрілками між роботами потрібний час в днях, який ми відводимо для виконання даної роботи.

Очікування час роботи вираховуємо за формулою:

$$t_{or} = (t_{min} + 4t_{нйч} + t_{max}) / 6 ;$$

де t_{min} – мінімальний час виконання роботи;

t_{max} – максимальний час виконання роботи;

$t_{\text{нйч}}$ – найбільш ймовірний час виконання роботи.

Зараз заносимо в таблицю перелік подій, та будуємо стійкий графік.

При побудові сіткового графіка необхідно враховувати можливості паралельного виконання робіт. Загальна компановка установки є вихідна подія, тобто її код 1-2. Паралельно виконується подія технічного завдання, її код 1-7. Події 3-4-5 відбуваються паралельно, позначаємо їх коди 3-2; 4-2; 5-2. Реалізація даних подій обумовлюють подію в. Після настання подій в з'являються нові додаткові вказівки для подій 7, що і покажемо. Подія 8 є наслідок події 6 і 7. подія 9 є завершальною при створення. Подія 10 є випробування і купівлею пристрою.

Таблиця 4.9 – Перелік подій і робіт при розробці

Подія	Код	Роботи	Код
Технічне завдання на проектування і виготовлення установки.	0	Розробка технічних умов для СК.	0-1
Технічні умови для СК розроблені.	1	Загальна компоновка СК	1-2
		Видача технічного завдання на складання робочої документації по експлуатації установки і СК.	1-7
Загальна комплектовка установки і СК закінчена.	2	Проектування і розробка технології виготовлення механічної частини установки.	2-4
		Проектування розробка технології виготовлення електричної схеми.	2-3
		Оформлення і розміщення замовлень на покупні елементи.	2-5
Проектування електричної частини закінчено.	3	Виготовлення і монтаж електричної схеми.	3-6
Проектування механічної частини закінчено.	4	Виготовлення і підбір елементів механічної частини	4-6
Замовлення на покупні елементи розміщені	5	Виконання замовлення на покупні елементи установки	5-6

Всі елементи електричної схеми і механічної частини установки готові, покупні елементи одержані	6	Інформація про характеристики елементів установки для уточнення робочої документації по експлуатації установки. Збір і наладка установки, СК	6-7
Технічні завдання на розробку робочої документації по експлуатації установки і СК з врахуванням одержаної інформації про характеристики елементів установки та СК закінчено	7	Розробка робочої документації по експлуатації установки і СК.	7-8
Установка зібрана і налагоджена, документація підготовлена.	8	Проведення контрольних випробувань установки з внесенням уточнень.	6-8
Внесення уточнень в електричну схему, механіку установки, технічну документацію.	9	Проведення кінцевих випробувань установки з внесенням уточнення	6-8
Установка прийнята замовником	10		

Таблиця 4.10 - Визначення тривалості шляхів

I	II	Шлях			
		I	II	III	IV
0	1	2	2	2	2
1	2	3	3	3	-
2	3	-	4	-	-
2	4	-	-	4	-
2	5	4	-	-	-
1	7	-	-	-	7
3	6	-	3	-	-
4	6	-	-	5	-
5	6	10	-	-	-
6	8	7	7	7	-
7	8	-	-	-	3
8	9	4	4	4	4
9	10	3	3	3	3
Тривалість кожного шляху в днях		33	26	28	19

На основі вище описаного будуємо сітковий графік. Поставивши час у днях між виконанням кожної з робіт і визначивши шляхи, якими ми можемо піти до кінцевої мети будуємо таблицю 4.10.

По даній таблиці визначаємо найдовший (критичний) шлях. З усіх чотирьох шляхів найдовшим є шлях під номером I. Його тривалість складає 33 дні.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Заходи з техніки безпеки при експлуатації пневмоелектромеханічної установки

Автомат для контролю осьового зазору в кулькових підшипниках є блочним напівпровідниковим комплексом з використанням засобів обчислювальної техніки. Тому експлуатацію автомата повинен виконувати спеціально навчений персонал, в розпорядженні якого будуть знаходитись: комплект виконавчої технічної документації, вимірювальні прилади, осцилограф. При умовах правильної експлуатації автомат забезпечує надійну роботу з дуже малим відказом.

5.1.1 Умови експлуатації автомата

а) автомат повинен експлуатуватися при нормальних метеорологічних і експлуатаційних умовах;

б) персонал, що забезпечує контроль за автоматом повинен бути ознайомлений з будовою, принципом роботи, електричними і функціональними схемами;

в) при роботі з установкою необхідно дотримуватись загальних правил техніки безпеки праці, що поширюються на механічні, електричні і пневмонічні прилади;

г) при експлуатації установки обслуговуючий персонал повинен бути в головному уборі і застебнутому спецодязі. Остерігатись захвату рухомими частинами установки.

5.1.2 Заходи по техніці безпеки

- роботи по огляду і профілактиці стану автомата забороняється проводити без вимикання напруги;
- при проведенні профілактичних і ремонтних робіт автомат повинен бути від'єднаним від магістралі, оскільки нульовий показ манометрів не може служити достовірною ознакою відсутності стиснутого повітря;
- підтягування накидних гайок датчиків, трубопроводів проводити тільки на непрацюючому автоматі, при відсутності надлишкового тиску;
- вся електроапаратура і проводка повинні мати конструкцію яка виключає дотик з струмопровідними частинами;
- корпуси автомата, електромагнітних клапанів, редукційних клапанів повинні бути заземлені;
- контроль опору заземлення проводити не менше одного разу в рік. $R_3 \leq 40 \text{ Ом (ПУЭ)}$;
- обслуговування електропроводів проводити у відповідності з встановленими правами експлуатації електричних установок;
- при експлуатації автомата з'єднувальні трубопроводи повинні бути розраховані на тиск більший ніж експлуатаційний;
- контрольні манометри повинні мати клейма ГОСТ повірки і провірятися не менше одного разу в рік;
- експлуатація манометрів з простроченим терміном забороняється;
- не допускається експлуатація установки при тиску більшому за верхнє граничне значення.

Виконання вище перерахованих заходів забезпечить надійну і безпечну експлуатацію автомата.

5.2 Розрахунок запобіжного клапана для захисту технологічного обладнання від руйнування

Запобіжний клапан проказаний на рисунку 1. будем розраховувати з слідуючих вихідних даних:

$P_{\text{вх}}=0,55$ МПа – вхідний максимальний тиск;

$P_{\text{вих}}=0,5$ МПа – вихідний максимальний тиск;

$D_{\text{мем}}=50$ мм – діаметр мембрани;

$d_{\text{клап}}=15$ мм – діаметр клапана;

$D_1=10$ мм – діаметр пружини клапана;

$d_1=1$ мм – діаметр дроту пружини клапана;

$D_2=30$ мм – діаметр пружини мембрани.

Розрахувати d_2 – діаметр дроту пружини мембрани і інші конструктивні параметри.

$F_{\text{пр2}}$ – сила пружини мембрани;

$F_{\text{пр1}}$ – сила пружини клапана;

F_1 – зусилля від вхідного тиску;

F_c – зусилля від вихідного тиску;

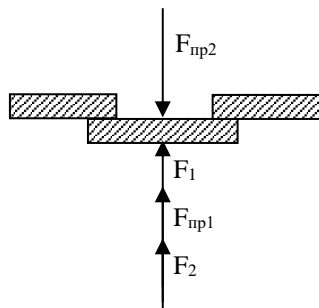


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема навантажень клапана

$$F_1 = S_1 * P_{ex} = \frac{3,14 * (10 * 10^{-3})^2}{4} * 0,55 * 10^6 = 6,48 \text{ Н};$$

де $S_1 = \frac{\pi * d_{\text{клат}}^2}{4}$ - площа клапана;

$$F_{np1} = \frac{\lambda_1 * \sigma_1 * d_1^4}{8 * D^3 * n_1} = \frac{5 * 8 * 10^4 * 1^4}{8 * 10^3 * 4} = 12,5 \text{ Н};$$

де λ_1 – деформація пружини клапана, $\lambda_1 = 5$ мм;

$\sigma_1 = 8 * 10^4$ Н/мм² – для сталі модуль зсуву;

$d_1 = 1$ мм – діаметр дроту пружини;

$D_1 = 10$ мм – діаметр навивки пружини;

$n_1 = 4$ – число витків пружини.

Зусилля від вихідного тиску буде:

$$F_2 = S_2 * P_{вих} = \frac{3,14 * (50 * 10^{-3})^2}{4} * 0,5 * 10^6 = 981,7 \text{ Н};$$

Виходячи з умови рівноваги сил:

$$F_{np2} = F_{np1} + F_1 + F_2 = 12,5 + 6,48 + 981,7 = 1000,2 \text{ Н}.$$

Визначимо діаметр дроту пружини мембрани:

$$d_{2\min} = \sqrt[4]{\frac{8 * F_{np2} * D_2^3 * n_2}{\lambda_2 * \sigma_1}} = \sqrt[4]{\frac{8 * 1000,2 * 30^3 * 5}{15 * 8 * 10^4}} = 5,47 \text{ мм}.$$

Приймаємо $d_{2np} = 5,5$ мм:

де $F_{np2} = 1000,2$ Н – робоче зусилля пружинив кінці робочого ходу;

$\lambda_2 = 15$ мм – робочий хід пружини;

d_2 – діаметр дроту пружини;

$n_2 = 5$ – число витків пружини;

$D_2 = 30$ мм – діаметр навивки пружини.

Перевірка міцності пружини.

Індекси пружини:

$$\text{мембрани: } c_2 = \frac{D_2}{d_{2n}} = \frac{30}{5,5} = 5,45;$$

клапана: $c_1 = \frac{D_1}{d_1} = \frac{10}{1} = 10.$

Перевірку міцності пружини проводимо по формулі:

$$\tau = \frac{8F * D * K}{\pi * d^3} \leq [\tau]$$

де F – робоче зусилля пружини;

D – діаметр навивки;

d – діаметр дроту пружини;

K – поправочний коефіцієнт, $K = 1 + \frac{1,4}{\varepsilon};$

$[\tau]$ – допустиме напруження кручення,

$$[\tau] = 0,5 * \sigma_s * K_1 = 0,5 * 1600 * 10^6 * 0,83 = 660 \text{ МПа};$$

де $\sigma_s = 1600 \text{ МПа}$ – границя міцності;

$K_1 = 0,83$ при 10^5 циклах навантаження.

$$\tau_1 = \frac{8 * 12,5 * 10 * 1,14}{3,14 * 1^3} = 362,87 \text{ МПа.}$$

$$K_1 = 1 + \frac{1,4}{10} = 1,4;$$

$$\tau_1 = 363 \text{ МПа} \leq 650 \text{ МПа.}$$

$$\tau_2 = \frac{8 * 1000,2 * 30 * 1,28}{3,14 * 5,5^3} = 578 \text{ МПа}$$

$$K_2 = 1 + \frac{1,4}{5,45} = 1,28$$

$$\tau_2 = 578 \text{ МПа} \leq 650 \text{ МПа.}$$

Розрахунок конструктивних параметрів.

Кількість робочих витків:

$$\text{для } c = 10: n_1 = \frac{\zeta * d^4 * \lambda_1}{8F_1 * D_1^3} = \frac{8 * 10^4 * 1^3 * 5}{8 * 1,25 * 10^3} = 4;$$

$$\text{для } c = 5,45: n_2 = \frac{\zeta * d_2^4 * \lambda_2}{8F_2 * D_2^3} = \frac{8 * 10^4 * 5,5^4 * 15}{8 * 1000,2 * 30^3} = 5.$$

Загальна кількість витків:

$$n_{01} = n_1 + 2 = 4 + 2 = 6$$

$$n_{02} = n_2 + 2 = 5 + 2 = 7.$$

При максимальному осьовому навантаженні зазор між витками:

$$\Delta_1 = \frac{0,2 * \lambda_1}{n_1} = \frac{0,2 * 5}{4} = 0,25 \text{ мм};$$

$$\Delta_1 = \frac{0,2 * 15}{5} = 0,60 \text{ мм}.$$

Крок витків не навантаженої пружини:

$$h_1 = \frac{\lambda_1}{n_1} + \Delta_1 + d_1 = \frac{5}{4} + 0,25 + 1 = 2,50 \text{ мм};$$

$$h_2 = \frac{\lambda_2}{n_2} + \Delta_2 + d_2 = \frac{15}{45} + 0,60 + 5,50 = 9,10 \text{ мм}.$$

Довжина пружини стиснутої до дотику витків:

$$H_{\text{сп1}} = (n_{01} - 0,5) * d_1 = (6 - 0,5) * 1 = 5,50 \text{ мм};$$

$$H_{\text{сп2}} = (n_{02} - 0,5) * d_2 = (7 - 0,5) * 5,5 = 35,75 \text{ мм}.$$

Довжина не навантаженої пружини:

$$H_0 = H_{\text{сп1}} + n_1 * (h_1 - d_1) = 5,5 + 4 * (2,5 - 1) = 11,5 \text{ мм}$$

$$H_{02} = H_{\text{сп2}} + n_2 * (h_2 - d_2) = 35,75 + 5 * (9,10 - 5,5) = 53,75 \text{ мм}.$$

Довжина дроту для виготовлення пружини:

$$l_1 = \frac{\pi * D_1 * n_{01}}{\cos \alpha_1} = \frac{3,14 * 10 * 6}{\cos 4,55} = 189 \text{ мм};$$

$$L_1 = \arctg \left[\frac{h_1}{\pi * D_1} \right] = \arctg \left[\frac{2,5}{3,14 * 10} \right] = 4,5^\circ;$$

$$l_2 = \frac{\pi * D_2 * n_{02}}{\cos \alpha_2} = \frac{3,14 * 30 * 7}{\cos 5,52} = 663 \text{ мм};$$

$$L_2 = \arctg \left[\frac{h_2}{\pi * D_2} \right] = \arctg \left[\frac{9,12}{3,14 * 30} \right] = 5,52^\circ.$$

5.3 Заходи по забезпеченню санітарно-технічних вимог на ділянці випробувань

Дільниця випробувань автомата контролю осьових зазорів в кулькових підшипниках створена згідно вимог санітарних норм СН 245-712 санітарні норми проектування промислових підприємств. При цьому особливу увагу звернено на слідуючи заходи по забезпеченню санітарних вимог:

- об'єм виробничого приміщення на кожного працівника забезпечується не менше 15 м³, площа не менше 4,5 м²;
- для безпеки руху працівників і зручності транспортування вантажів передбачені проходи і проїзди, які відмічені білою фарбою;
- товщина стін цеху виключає можливість конденсації вологи на внутрішніх поверхнях, що задовольняє умовами ГОСТ 12,1,03 “Загальні санітарні норми для повітря в санітарній зоні” і забезпечує дотримання необхідної вологості повітря;
- згідно ГОСТ 12,1,005-88 “Загальні санітарні норми для повітря в санітарній зоні” в приміщенні цеху створені нормальні метеорологічні умови для виконання робіт категорії середньої важкості:
 - а) температура повітря $+20 \pm 2^{\circ}\text{C}$;
 - б) вологість повітря –30 – 60%;
 - в) швидкість руху повітря –0,2 – 0,3 м/с;
- в цеху передбачена природня загальнообмінна вентиляція повітря;
- нормування виробничого освітлення здійснена згідно СНиП II – 4-79 “Натуральне і штучне освітлення. Норми проектування.” Освітлення на робочому місці в межах 200-300 лк.
- шум у відповідності норм ГОСТ 12,1,003-83 “Шум” і не перевищує на робочому місці 80 дБл;
- вібрація у відповідності санітарних норм СН 245-71 “Санітарні норми проєктованих промислових підприємств”;

- здійснюється прибирання приміщення цеху;
- на робочому місці є інструкція по безпеці праці на автоматі, дотримання якої забезпечує безпечну експлуатацію автомата для контролю осьових зазорів в кулькових підшипниках.

5.4 Безпека в надзвичайних ситуаціях

5.4.1 Підвищення стійкості інженерно технічного комплексу підприємств при дії електромагнітного імпульсу, вплив цього фактору на обслуговуючий персонал та заходи захисту

У воєнний час ядерний вибух супроводжується електромагнітним випромінюванням у вигляді потужного короткого імпульсу, який уражає головним чином електричну та електронну апаратуру.

Джерела виникнення електромагнітного імпульсу (ЕМІ). По своїй природі ЕМІ в першому наближенні можна порівняти з електромагнітним полем близької блискавки, що створює перешкоди для радіоприймачів. Виникає ЕМІ в основному в результаті взаємодії гамма-випромінювання, що утворюються під час вибуху з атомами навколишнього середовища.

Основними параметрами ЕМІ, що визначають уражаючу дію, є характер зміни напруженості електричних та магнітних полів в часі (форма імпульсу) і максимальна напруженість поля (амплітуда імпульсу).

5.4.2 Уражаюча дія ЕМІ

На утворення ЕМІ витрачається невелика доля ядерної енергії, але він здатен викликати імпульси струмів і напруги в проводах та кабелях повітряних і підземних ліній зв'язку, сигналізація, управління, електропередачі, в антенах радіостанцій і т.д.

Дія ЕМІ може призвести до згорання чутливих електронних і електричних елементів, зв'язаних з великими антенами або відкритими проводами, а також до серйозних порушень в цифрових та контрольних пристроях, звичайно без необоротних змін. Тому, вплив ЕМІ необхідно враховувати для всіх електронних та електричних систем. Для найбільш важливих пристроїв потрібно застосовувати міри захисту і підвищувати їх стійкість до ЕМІ.

Особливістю ЕМІ як уражаючого фактора є його здатність поширюватись на десятки і сотні кілометрів в навколишньому середовищі і по різних комунікаціях (сіянням електро- та водопостачання і т.д.).

Тому може вплинути на об'єкти там, де ударна хвиля, світлове випромінювання і проникаюча реакція втрачають своє значення як уражаючий фактор.

При наземних і низьких повітряних вибухах в зоні, радіусом в декілька кілометрів від місця вибуху, в лініях зв'язку і електрозабезпечення виникають напруження, які можуть викликати пробой ізоляції проводів і кабелів відносно землі, пробой ізоляції елементів апаратури і приладів, підключених до повітряних та підземних ліній.

Ступінь ураження залежить в основному від наведеного імпульсу або струму і електричної міцності обладнання.

В кожному конкретному випадку мають бути знайдені найбільш ефективні і економічні вигідні методи захисту електронної апаратури. Серед цих методів найбільш поширені екранування, оптимальне просторове розміщення і заземлення окремих частин системи, застосування приладів, що перешкоджають

перенапруженню в найбільш критичних місцях та інші способи.

5.4.3 Екрани і захисні пристрої

Одним з методів підвищення стійкості і захисту радіоелектронних систем від дії сильного радіомагнітного випромінювання є застосування металічних екранів. Вони відбивають електромагнітні хвилі і гасять високочастотну енергію у своїй металічній товщі. Через систему заземлення струму, наведений ЕМІ, стікає в землю, не спричиняючи збитків електронній апаратурі, що знаходиться в середині металічних шаф. Найбільш дешевий екрануючий матеріал – холоднокатані сталі листи.

Стінки екранів можуть виконуватися як у вигляді решіток, так і у вигляді суцільних листів.

Кабелі та їх екрани.

Для захисту з'єднувальних кабелів їх прокладають в земляних траншеях під цементною чи бетонною підлогою будівлі або спеціальні металеві коробки, які заземляються. Надійність підвищується, якщо кабелі розділяються і підводиться до декількох шаф з розподільними трансформаторами. В цьому випадку ізолювані участки сітки мають більший опір ізоляції і малу ємність проводів відносно землі. Але крім цього на вході кожної шафи необхідно встановити захисні фільтри від високочастотних перешкод. Вони не пропускають ЕМІ в системи керування станками і тим самим створюють умови для стійкості роботи обладнання.

Захисні розрахунки і плавкі запобіжники. Основними функціями захисного розрядника є детектування імпульсу, розмикання лінії або відвід енергії для попередження пошкодження в обладнанні. Розрізняють два основних види захисних – “м'які” та “жорсткі” обмежувачі.

“М’які” обмежувачі – нелінійні опори, що залежать від напруги (конденсатори, варистори), а “жорсткі” – пристрої з пробоем-газові розрядники, діоди та ін. Довговічність розрядника повинна відповідати строку служби схеми, що захищається.

Для радіоелектронної апаратури, встановленої в приміщенні і не маючих антенних пристроїв, основну небезпеку представляє імпульс, що проходить по ланцюгу живлення. Для захисту апаратури можуть бути використані запобіжні плавкі вставки і захисні вихідні пристосування, які являють собою різні релейні та електронні пристрої, що реагують на перевищення струму або напруги в ланцюгу. Найбільш ефективні вказані пристрої із застосуванням плавких запобіжників.

Захист антен, опір ліній електропередачі, ліній дальнього зв’язку та підключеної до них апаратури.

Для різного роду антен, опір ліній електропередачі найбільшу небезпеку представляє вертикальна складова напруженості електричного поля, створеного ЕМІ. В зв’язку з цим для їх захисту вигідно застосовувати грозозахисні пристрої і розрядники.

Для захисту апаратури, підключеної до протяжних навантажених ліній, рекомендують наступні міри:

Використання симетричних двопровідних ліній. Симетрування ліній по ємності дозволяє знизити в десятки і сотні разів напруги між проводами в порівнянні з напругою відносно землі.

Застосування екранованих кабелів і прокладка кабелів в металевих трубах.

Більш раціонально при цьому є використання кабелів з високим коефіцієнтом екранування і високою електричною і механічною міцністю, оскільки прокладка кабелів значної протяжності в трубах зв’язана з великими труднощами.

Застосування засобів захисту, аналогічних грозозахисними засобами

Такими засобами є: розрядники з дренажними запірними котушками, плавкі вставки, розв'язуючі пристрої, схеми автоматичного відключення апаратури від ліній. Вибір захисних пристроїв слід враховувати, що дія ЕМІ характеризується масовістю, тобто одночасним спрацюванням захисних засобів у всіх ланцюгах, що виявились в зоні дії ЕМІ. Тому застосовані схеми захисту повинні автоматично відновлювати працездатність ланцюгів відразу після зникнення ЕМІ.

Оскільки наведення напруги можуть поширюватись по кабельних та повітряних лініях на десятки кілометрів і визвати пошкодження апаратури далеко за межами центру ядерного ураження, вхідні ланцюги апаратури повинні бути захищені вказаними вище засобами у всіх випадках навіть тоді, коли вибух в районі даного об'єкту не очікується.

Стійкість апаратури до дії ЕМІ у великій мірі залежить також від правильної експлуатації ліній, і відповідного контролю справності засобів захисту. До важливих вимог експлуатація відносяться періодична і своєчасна перевірка електричної міцності ізоляції ліній і вихідних ланцюгів електро-радіотехнічної апаратури, своєчасне виявлення і усунення виникнутих заземлень проводів, контроль справності розрядників, плавних вставок. Вказані засоби захисту повинні впроваджуватися у всі види електротехнічної і радіо-електричної апаратури із врахуванням характеру вражаючої дії електромагнітного випромінювання ядерного вибуху для забезпечення надійності роботи підприємств в умовах ракетно-ядерної війни.

Для виявлення необхідних засобів для підвищення стійкості роботи об'єктів народного господарства в умовах дії ЕМІ і ядерних вибухів, проводиться аналіз та оцінка стійкості всіх видів апаратури електропостачання, електричних схем, радіотехнічних систем, які є в наявності на об'єкті.

6.1. Роль матеріалу та ресурсозбереження у вирішенні екологічних проблем.

Згідно Закону України про охорону навколишнього середовища при відповідному міністерстві створена інспекція по екологічній експертизі проектів, яка здійснює державну експертизу всіх проектів, в тому числі нової техніки, технології, матеріалів.

Для цього кожний проект повинен мати розділ “Охорона навколишнього середовища”, в якому основним питанням є розробка заходів по ресурсо та матеріало-зберіганню, а також створенню мало - та безвідходних технологій.

Так, економія 1 тони сталі дає змогу зменшити на 10 тон витрати руди та 18 тон твердих, рідких та газоподібних відходів.

Зменшення витрат сталі на 25% по Україні дозволило б зупинити один гірничо-збагачувальний комбінат з відповідним зменшенням витрат ресурсів та викидів. Також ситуація при використанні кольорових металів, кабельної продукції та виробів радіоелектроніки.

Основними заходами охорони навколишнього в проекті є економія ресурсів:

- сталь 45 – 15,5 кг;
- сталь 3 – 1,8 кг;
- допоміжні матеріали – 10 кг;
- енергія – 250 кВт.

Ресурсозбереження – це прогресивний напрям використання природно ресурсного потенціалу, що забезпечує економію природних ресурсів та зростання виробництва продукції при тій самій кількості використаної сировини, палива, основних і допоміжних матеріалів.

Підвищення рівня продовольчої безпеки країни та забезпечення рентабельного приладобудівного виробництва залежить від наявності, ефективного використання та розширеного відтворення ресурсного потенціалу.

Нестабільність економічних процесів, залучення у процес виробництва неконтрольованої кількості ресурсів є однією із причин погіршення стану навколишнього природного середовища та умов життя людини. Тому на часі створення передумов для переходу до нового рівня ресурсного споживання, який передбачає запровадження ефективних засобів з ресурсозбереження шляхом застосування як ринкових важелів, так і державного регулювання використання природних ресурсів. [2]

Ресурсозберігаючі технології відіграють важливу роль у ресурсозбереженні природно ресурсного потенціалу підприємств. При комплексному поєднанні відповідних заходів можна суттєво знизити рівень навантаження на природні комплекси та запобігти значному антропогенному навантаженню. Використання замінників природних ресурсів у виробництві та вживання відходів та побічної продукції не тільки зменшує експлуатацію природних ресурсів, а й ліквідує проблеми, пов'язані із забрудненням навколишнього середовища. Висновки з проведеного дослідження. Відтворення і ефективне використання природно ресурсного потенціалу є одним з основним завдань, які стоять перед усіма господарюючими суб'єктами. Адже з використанням інноваційних ресурсозберігаючих технологій досягається збільшення виробництва продукції при незначному негативному впливові на довкілля, а, відповідно, і зростає конкурентоспроможність підприємств на ринку. Уміле застосування еколого-економічних інструментів в поєднанні з іншим методами управління дозволяє ефективно вирішувати проблеми ресурсозбереження в рамках механізмів саморегулювання ринкової економічної системи.

Комплекс взаємопов'язаних дій як на державному, так і на місцевому рівнях забезпечує реалізацію стратегії ресурсозбереження, використовуючи прогресивні технології, методи управління ресурсозберігаючою діяльністю, підвищуючи її ефективність в національній економіці. Враховуючи, що основною проблемою реалізації ресурсозберігаючих заходів в Україні є дефіцит фінансових коштів, формування розгалуженої мережі підприємств, які надають

широкий спектр послуг зі зниження плати за споживання ресурсів з інвестиційним забезпеченням, тим самим знижуючи антропогенне навантаження на довкілля, що є на часі досить актуальним

За видами ресурсів, що зберігаються, ресурсозбереження може бути класифіковане на матеріало, водо, енерго, трудо, фондозбереження, збереження фінансових, інформаційних та інших видів ресурсів.

За змістом процесів виділяють:

Рациональне використання ресурсів (насамперед матеріальних), що означає досягнення максимальної ефективності використання ресурсів в господарстві за існуючого рівня розвитку техніки та технології з одночасним зниженням техногенного впливу на навколишнє середовище. Отже, критерієм раціонального використання ресурсів є мінімізація сукупних витрат живої та уречевленої праці при виробництві максимальної кількості кінцевої продукції, що має високі споживчі властивості;

Економію ресурсів, що є відносним скороченням витрат ресурсів, яке виражається у зниженні їх питомих витрат на виробництво одиниці кінцевої продукції, виконання робіт та надання послуг встановленої якості з урахуванням соціальних, екологічних та інших обмежень.[1]

6.2 Методи переробки твердих металевих відходів

Для утилізації і знешкодження промислових відходів найбільш розповсюдженими є наступні методи підготовки і переробки відходів: здрібнювання розмірів шматків, укрупнення розмірів часток, класифікація і сортування, збагачення, термообробка, вилужування, зневоднювання.

Здрібнювання відходів. Тверді відходи як органічні, так і неорганічні можна подрібнювати до потрібного розміру розчавлюванням, розколюванням, розламуванням, різанням, розпилюванням, стиранням і різними комбінаціями цих способів. У залежності від властивостей і розміру шматків вихідного

матеріалу і кінцевого продукту застосовують різне устаткування, що працює за описаними вище принципами. Основними методами здрібнювання є дроблення і помел. Іноді, якщо необхідно подрібнювати дуже великі відходи, їх попередньо ріжуть на дрібні шматки, що надалі подрібнюють на стандартному устаткуванні.

Дроблення широко використовують при переробці відходів розкриву, металургійних шлаків, гумовотехнічних виробів, що вийшли з уживання, відходів пластмас і інших відходів. Для дроблення використовують щоківі, конусні, валкові, роторні дробарки різних типів. Розмір шматків до дроблення може складати від 1000 до 20 мм, після дроблення 250...1 мм.

Помол матеріалів крупністю 1...5 мм здійснюють мокрим і сухим способами за допомогою млинів різного типу. Розмір фракцій після здрібнювання може складати 0,1...0,001 мм. Помол застосовують при переробці паливних і металургійних шлаків, відходів вуглезбагачення, деяких виробничих шлаків, відходів пластмас, піритних недогарків і інших ВМР.

Укрупнення розмірів часток використовують при підготовці до переплаву дисперсних відходів чорних і кольорових металів, при утилізації пластмас, саж, пилу, піритних недогарків, при переробці в будівельні матеріали відходів збагачення й інших ВМР. Укрупнення розмірів мілкодисперсних матеріалів здійснюють методами гранулювання, таблетування, брикетування, високотемпературної агломерації.

Класифікацію і сортування по фракціях здійснюють просіюванням і грохотінням шляхом використання різних конструкцій сит, ґрат, грохотів; гідравлічної і повітряної сепарації за допомогою гідроциклонів, спіральних класифікаторів.

Збагачення здійснюють виділенням одного чи декількох компонентів із загальної маси відходів. Найпоширенішими є гравітаційні, флотаційні, електричні і магнітні способи збагачення.

Метод вилуження заснований на вилученні одного чи декількох компонентів з комплексного твердого матеріалу шляхом їхнього роздільного розчинення в

рідині – екстрагенті (розчиннику). Цей метод використовується при вилученні металів зі шлаків, піритних недогарків, відходів гірничодобувної промисловості; при вилученні лігніну з деревних відходів і т.д. У залежності від характеру фізико-хімічних процесів, що протікають при вилуженні, розрізняють просте розчинення і вилуження з хімічною реакцією. Швидкість вилуження залежить від концентрації реагентів, температури, інтенсивності перемішування, величини поверхні твердої фази й інших факторів

Механічному зневоднюванню піддаються осади побутових і промислових стічних вод, гальванічні шлами й інші водонасичені відходи, утворені в мокрих технологічних процесах. Часто такі відходи являють собою складно розділяючі суспензії. Для поліпшення водовіддачі проводять попередню обробку їх реагентними та безреагентними способами. Як реагенти використовують вапно, солі заліза, алюмінію. Основними недоліками реагентного способу обробки є висока вартість і дефіцитність реагентів, а також їх корозійний вплив на устаткування. Безреагентна обробка відходів передбачає заморожування і відтаювання, теплову обробку, введення до складу відходів обпилювань і ін. При заморожуванні і відтаюванні зв'язана вода переходить у вільну і відокремлюється від твердої фази. Теплова обробка полягає в нагріванні відходів до температури 170...200 °С, при цьому частина органічної речовини розпадається, осад ущільнюється і краще віддає воду. [3]

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі залежності ємності від переміщення з врахуванням неоднорідності статичного поля по краях конденсатора побудовано градувальну характеристику ємнісного давача. Створена S- модель для відтворення послідовних перетворень сигналу напруги в колі конденсатора з метою отримання даних про виміряне переміщення. Розроблено відповідне програмне забезпечення і проведено дослідження в середовищі MATLAB-SIMULINK

В даній дипломній роботі було розроблено електронний блок керування автомату для контролю осьових зазорів в кулькових підшипниках з діаметрами зовнішніх кілець від 20÷100 мм, яке дозволяє зменшити трудоемкість процесу вимірювання. Результат вимірювання виводить на РК дисплей, та через послідовний інтерфейс RS-232 на персональний комп'ютер.

В розробленому електронному блоці організоване керування виконавчими пристроями, завдяки яким процедура вимірювання стала автоматизованою.

Спроектований електронний блок дозволяє:

- зчитувати дані із індуктивного давача;
- зчитувати дані із давачів тиску;
- керування пневмоциліндром;
- керування електроклапанами;
- керування біполярним кроковим двигуном;
- вивід вимірювальної інформації на РК дисплей;
- зв'язок з комп'ютером через інтерфейс RS232;

БІБЛІОГРАФІЯ

- 1 Курсовое построение по технологии машиностроения / под ред. А.Ф.Горбачевича. — Минск: Высшая школа, 1975 — 286с.
- 2 Справочник технолога машиностроителя / под ред. А.Г.Косиловой. 2 т. — Л.: Машиностроение, 1985 — 650 с.
- 3 Торошкин А.К. Приспособления для металлорежущих станков. — Л.: Машиностроение, 1979 — 520 с.
- 4 Штейнберг Б.И. Справочник молодого инженера-конструктора. — Л.: Машиностроение, 1983 — 575с.
- 5 Укрупненные нормативы времени и режимы резания на фрезерные работы. — М.: Машиностроение, 1987,— 320 с.
- 6 Нормы времени и режимы резания на сверлильные и расточные работы. — М.: Машиностроение, 1976 — 200 с.
- 7 Нормы времени и элементы режимов резания при работе на токарных станках. — М.: Машиностроение, 1977 — 220 с.
- 8 Павлице В.І. Основи проектування і конструювання деталей машин. — К: Вища школа, 1985 — 450 с.
- 9 Резьбы. Под ред. Р.Г.Говердовской. — М.: Издательство стандартов, 1985 — 359 с.
- 10 Городецкий Ю.Г., Мухин Б.И. Приборы и автоматы для контроля подшипников, — М.: Машиностроение 1973 — 256 с.
- 11 Евтихийев Н.Н, Купершмидт Я.А. Измерение электрических и неэлектрических величин, М.: Энергоиздат, 1990 —352 с.
- 12 Федорець В.О., Петченко М.Н., Струтинський В.Б. Підприводи. — К: Вища школа, 1995 — 463 с.
- 13 Теория автоматического управления / под ред. А.В.Нетушила. — М.: Высшая школа, 1972 — 432 с.

- 14 Орлов П.И. Основы конструирования 2 т. — м: Машиностроение 1988 - 1102 с.
- 15 Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. 2 т. — М.: Машиностроение 1974 — 1127 с.
- 16 Зенкин А.С., Петко И.В. Допуски и посадки в машиностроении. — К: Тэхника, 1981 — 253 с.
- 17 Чернавский С.А. Проектирование механических передач — М.: Машиностроение 1976 — 608 с.
- 18 Зубчук В.И., Сигорский В.П. Справочник по цифровой схемотехнике. — К: Тэхника, 1990 — 448 с.

ДОДАТКИ